

Trabajo Fin de Grado

Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño de una máquina para pre-crecimiento de grietas por fatiga en probetas de ensayo de tenacidad a fractura. Solución hidráulica.

Autor: Ana María Rodríguez

Tutor: Alfredo de Jesús Navarro Robles

Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño de una máquina para pre-crecimiento de grietas por fatiga en probetas de ensayo de tenacidad a fractura. Solución hidráulica.

Autor:

Ana María Rodríguez

Tutor:

Alfredo de Jesús Navarro Robles

Catedrático de Universidad

Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019

Trabajo Fin de Grado: Diseño de una máquina para pre-crecimiento de grietas por fatiga en probetas de ensayo de tenacidad a fractura. Solución hidráulica.

Autor: Ana María Rodríguez
Tutor: Alfredo de Jesús Navarro Robles

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Agradecimientos

Gracias a mis padres por haberme enseñado la importancia del trabajo bien hecho y por haberme inculcado desde pequeña lo necesario de los estudios y el aprendizaje. Gracias también a mi hermano Carlos por haber sido siempre un referente a seguir tanto de forma profesional y académica como en lo personal. Gracias a mis amigas, Sarah, Ouyan y Jacqueline, por escucharme contar mis avances en este proyecto y alegrarse por mí. Gracias a Ignacio, por haberme echado una mano en todo lo que necesitaba.

Gracias a mi tutor, Alfredo Navarro, por encauzarme la dirección del trabajo siempre que lo he necesitado, su paciencia y respeto por mis tiempos, y su disponibilidad siempre que lo necesitaba. Gracias también a Pepe Guareño, por atenderme en los laboratorios en el comienzo de este proyecto y ayudarme a entender el porqué de estos ensayos. Por último, muchísimas gracias a todos los profesores que he tenido durante toda mi vida de estudiante, que de una forma indirecta han contribuido a la realización de este trabajo.

Espero que este proyecto le sea útil a cualquiera que pretenda diseñar una máquina hidráulica.

*Ana María Rodríguez
Alumna de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería*

Sevilla, 2019

Resumen

En la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla se realizan unos ensayos de tenacidad a fractura a unas probetas de aluminio gracias a unas máquinas impulsadas por un circuito oleohidráulico. Este ensayo puede dividirse en dos etapas: una primera en la que la grieta precrece, y una segunda en la que se ensaya la probeta hasta que esta se rompe. El objetivo de este trabajo es diseñar una nueva máquina hidráulica que realice la primera parte de estos ensayos para reducir la carga de trabajo de las máquinas existentes.

Abstract

Fracture toughness tests on aluminum specimens are routinely conducted in the laboratories of the Mechanical Engineering Department at the Engineering School, University of Seville. High flow rate and high capacity commercial servo-hydraulic testing rigs are used to this end. Needless to say, the operation of this testing machines is expensive and the Department has been looking for ways to reduced the expenses incurred. An idea that has been put forward, and which is explored in this project, is to employ a simpler and more basic machine for the first part of the test, the pre-cracking stage, where the requirements in terms of load capacity and precision in the controller can be dramatically reduced.

Índice

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
1 Introducción	1
1.1 Breve resumen sobre mecánica de fractura	1
1.2 Breve resumen sobre Fatiga	2
1.3 Ensayo de tenacidad a fractura de la probeta Compact	2
2 Diseño inicial	5
3 Grupo mecánico	7
3.1 Alternativas de resortes	7
3.2 Selección del resorte	10
3.2.1 Comprobación a fatiga	11
3.2.2 Comprobación a pandeo	12
3.3 Montaje del conjunto mecánico	13
3.3.1 Fabricación de las piezas de amarre	14
3.3.2 Deformación de las piezas de amarre	15
3.3.3 Cálculo a fatiga de las piezas de amarre	17
3.3.4 Pasos para preparar el montaje para el ensayo	19
4 Grupo hidráulico	23
4.1 Cilindro hidráulico	24
4.1.1 Comprobación a pandeo	26
4.1.2 Tiempo necesario para llevar a cabo el ensayo	26
4.2 Bomba	26
4.2.1 Tiempo necesario para llevar a cabo el ensayo	29
4.3 Motor	29
4.4 Unión de la bomba al motor	31
4.5 Electroválvula TN-6	32
4.5.1 Tiempo de reacción de la electroválvula	33
4.6 Filtros	33
4.6.1 Grado de limpieza requerido	34
4.6.2 Posibles disposiciones de los elementos filtrantes del sistema	34
4.6.3 Filtro en la línea de impulsión	36
4.6.4 Filtro en la línea de retorno	38
4.7 Tuberías	40
4.7.1 Material	40
4.7.2 Dimensiones	40
4.7.3 Uniones	41
4.8 Aceite	44

4.9	Montaje hidráulico	44
4.10	Pérdidas del circuito	45
4.10.1	Electroválvula TN-6	45
4.10.2	Filtro en la línea de presión	46
4.10.3	Filtro en la línea de retorno	46
4.10.4	Tuberías	47
4.10.5	Pérdidas localizadas en las tuberías	48
4.10.6	Pérdidas localizadas en los elementos de unión de las tuberías	48
4.10.7	Suma de todas las pérdidas del circuito	49
4.11	Válvula limitadora de presión	49
4.12	Tanque	51
5	Grupo de control automático	53
5.1	Célula de carga	53
5.2	Microcontrolador	55
5.3	Relé	56
5.4	Otros elementos	56
6	Conclusiones	57
7	Líneas de investigación	59
8	Anexo	61
8.1	Código Matlab	61
8.2	Resorte	62
8.3	Acero inoxidable empleado en las piezas de amarre	63
8.4	Cilindro	64
8.5	Bomba	66
8.6	Motor	70
8.7	Electroválvula TN-6	71
8.8	Aceite hidráulico HM 46	72
8.9	Tuberías	73
8.10	Filtros	74
8.11	Válvula limitadora de presión	76
8.12	Célula de carga	77
8.13	Programa Arduino	78
	<i>Índice de Figuras</i>	81
	<i>Índice de Tablas</i>	85
	<i>Índice de Códigos</i>	87
	Bibliografía	89
	<i>Índice alfabético</i>	91
	<i>Glosario</i>	91

1 Introducción

En los laboratorios del Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación se encuentran unas máquinas que realizan unos ensayos de tenacidad a fractura a unas probetas de aluminio. Estos ensayos se componen de dos fases: la primera, en la que tiene lugar el precrecimiento de la grieta, y la segunda, donde se cicla la probeta hasta el crecimiento inestable de la grieta y su posterior rotura.

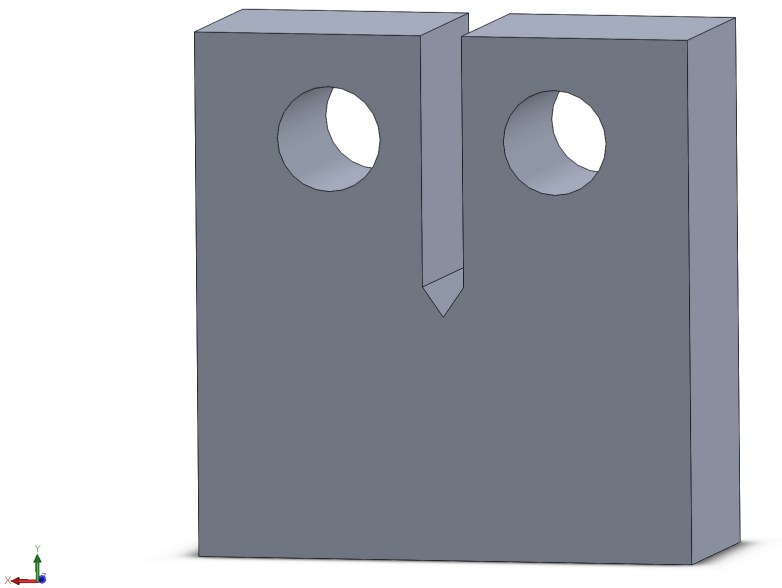


Figura 1.1 Forma de la probeta Compact.

Se quiere dividir el ensayo de manera que dos máquinas diferentes realicen cada parte del ensayo. El objetivo de este trabajo será el diseño y estudio de la viabilidad de una nueva máquina hidráulica de menor tamaño que realice la primera etapa del ensayo, dejando así a las máquinas más grandes y potentes a cargo de la segunda fase únicamente.

1.1 Breve resumen sobre mecánica de fractura

La mecánica de fractura es una disciplina de gran interés en lo referente a elementos de máquinas, ya que nos permite estimar la vida de dichos elementos y evitar fallos. Lo que en la antigüedad podían ser fallos imprevisibles, a día de hoy se conoce que pueden deberse a grietas imperceptibles, una atmósfera corrosiva, concentradores de tensiones, cambios de temperatura, etc.

Para el caso particular del comportamiento de una pieza con una grieta, su resistencia a la rotura es menor que la de una pieza sin ella. La capacidad que tiene un material de resistir a rotura en presencia de una grieta se denomina tenacidad a fractura.

La aparición de las grietas es, por lo general, imprevisible; aunque existen determinadas formas de piezas que favorecen los llamados concentradores de tensiones. Un concentrador de tensiones puede ser una muesca, una grieta imperceptible, un defecto de fabricación, etc., y se convierte en una zona donde la tensión que experimenta la pieza es mucho mayor que la aplicada.

1.2 Breve resumen sobre Fatiga

Son extremadamente comunes los casos en los que componentes mecánicos deben soportar solicitaciones cíclicas, ya sean periódicas o aleatorias. Estas cargas pueden aplicarse exactamente igual que cualquier carga estática, ya sea a tracción, tracción-compresión, flexión rotativa... En el caso del ensayo que nos ocupa en este trabajo, la probeta siempre está siendo traccionada. Algunos ejemplos reales de solicitaciones cíclicas puede ser la vibración originada por un motor, el fallo de una pieza por experimentar fuerzas cíclicas en una cadena de producción, etc.

En dicho caso, se viene observando desde hace años como la fuerza máxima que hace que la pieza falle es siempre inferior a la fuerza máxima que podría soportar la pieza en caso de que esta se aplicara de manera estática. Aún más, en presencia de grietas, la aplicación de cargas cíclicas originan un estado tensional interior que hace crecer la grieta aún más rápido que si de una carga estática se tratara. En ocasiones, los ciclos de carga necesarios para pasar de una grieta, hasta llegar a que la pieza no tenga área útil para soportar los esfuerzos, son tan pocos que puede resultar en una rotura imprevisible y catastrófica.

Después de todo lo mencionado, se comprende el interés y la utilidad de predecir el comportamiento a fatiga de distintos materiales, y formas con el fin de evitar fallos y mejorar las previsiones. Típicamente se realizan ensayos a probetas con este fin, como es el caso del ensayo de tenacidad a fractura que se tratará en este trabajo, y que se describe en la siguiente sección.

1.3 Ensayo de tenacidad a fractura de la probeta Compact

El precrecimiento de la grieta de la probeta Compact se realiza mediante la aplicación de una solicitaciones específicas, las cuales varían según el material de la probeta y sus dimensiones. Estas medidas, así como sus tolerancias, además de todo lo relativo a este ensayo viene recogido en la norma ASTM-e399. En nuestro caso, la probeta está fabricada en aluminio 7075, y tiene esta forma y dimensiones:

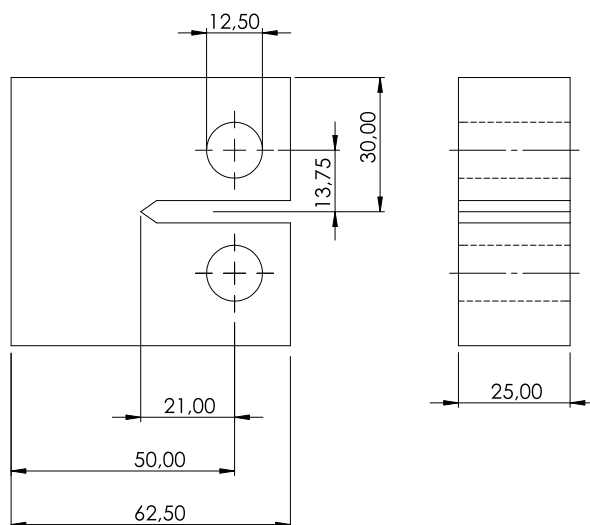


Figura 1.2 Vistas de alzado y planta de la probeta Compact acotadas.

De esta misma norma se obtienen también los valores de las fuerzas que se aplican durante el ensayo. En primer lugar, se realizan 10000 ciclos de una tensión variable entre 900 y 9000 N . Después, se realizan de nuevo 10000 ciclos donde la fuerza varía entre 600 y 6000 N . A partir de ahora nos referiremos a estas dos fases como etapa 1 y etapa 2.

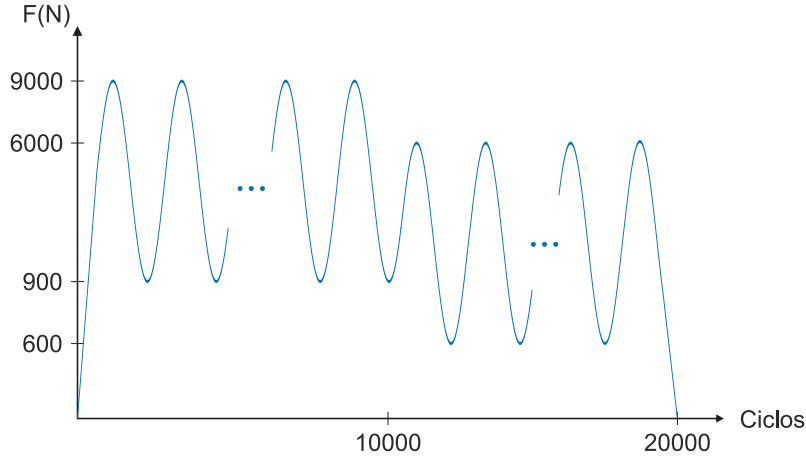


Figura 1.3 Representación de la fuerza aplicada con respecto al nº de ciclos.

A continuación se calculará la elongación máxima que experimentan los extremos de la pieza durante el ensayo, aplicando una fórmula extraída de la norma que considera la forma y el material utilizados, además del tipo de solicitaciones que experimenta la probeta. Así, el desplazamiento máximo de los labios de la probeta será:

$$V_m = \frac{q}{E' \cdot B_e} \cdot P = \frac{P}{k_{pieza}} \quad (1.1)$$

donde:

V_m es la elongación que experimenta la pieza en metros.

P es la carga aplicada en Newtons.

q es un coeficiente adimensional que varía en función de las dimensiones de la pieza a y W , y cuya expresión es la siguiente:

$$q\left(\frac{a}{W}\right) = \frac{19.75}{\left(1 - \frac{a}{W}\right)^2} \cdot \left[0.5 + 0.192 \cdot \left(\frac{a}{W}\right) + 1.385 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^2 - 2.919 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^3 + 1.842 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^4\right] = 39.10 \quad (1.2)$$

E' equivale a $\frac{E}{1-\nu^2}$, puesto que se trata de un problema de deformación plana.

B_e equivale a B (espesor de la probeta), pues este es constante.

Así pues, el valor de k_{pieza} será:

$$k_{pieza} = \frac{E' \cdot B_e}{q} = \frac{E \cdot B}{q \cdot (1 - \nu^2)} = \frac{7.12 \cdot 10^{10} \cdot 0.025}{39.1 \cdot (1 - 0.33^2)} = 51.09 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (1.3)$$

A partir de este valor, podemos calcular la apertura de los labios de la probeta para los picos de fuerzas que se aplican a lo largo del ensayo:

$$V_m(900 \text{ N}) = \frac{P}{k_{pieza}} = \frac{900 \text{ N}}{51.1 \text{ N/m}} = 0.0176 \text{ mm} \quad (1.4)$$

$$V_m(9000 \text{ N}) = \frac{P}{k_{pieza}} = \frac{9000 \text{ N}}{51.1 \text{ N/m}} = 0.176 \text{ mm} \quad (1.5)$$

$$V_m(600 \text{ N}) = \frac{P}{k_{pieza}} = \frac{600 \text{ N}}{51.1 \text{ N/m}} = 0.0117 \text{ mm} \quad (1.6)$$

$$V_m(6000\text{ N}) = \frac{P}{k_{pieza}} = \frac{6000\text{ N}}{51.1\text{ N/m}} = 0.117\text{ mm} \quad (1.7)$$

Nótese que estos desplazamientos son los relativos con respecto a no aplicar ninguna carga. En el caso real del ensayo, la apertura de los labios de la probeta oscilará entre las correspondientes a la mayor y la menor fuerza de la fase en curso. Así, en la fase 1, cuando la fuerza aplicada varíe entre 9000 y 900 N , el desplazamiento relativo de los labios de la probeta será de $0.176 - 0.0176 = 0.1584\text{ mm}$. En la fase 2, cuando la fuerza varíe entre 6000 y 600 N , el desplazamiento relativo de los labios de la probeta será de $0.117 - 0.0117 = 0.1053\text{ mm}$.

2 Diseño inicial

Inicialmente se ha diseñado un circuito relativamente básico donde un cilindro hidráulico conectado a la probeta la traccionará entre las fuerzas máxima y mínima. Una bomba accionada por un motor eléctrico le suministrará el caudal necesario, y una válvula direccional será la encargada de redirigir el flujo y mover así el cilindro a extensión o retracción. Además, otros elementos, como filtros o una válvula de seguridad serán necesarios, es por ello que se incluyen en el esquema inicial. Este circuito será susceptible de modificaciones según vayan siendo necesarias.

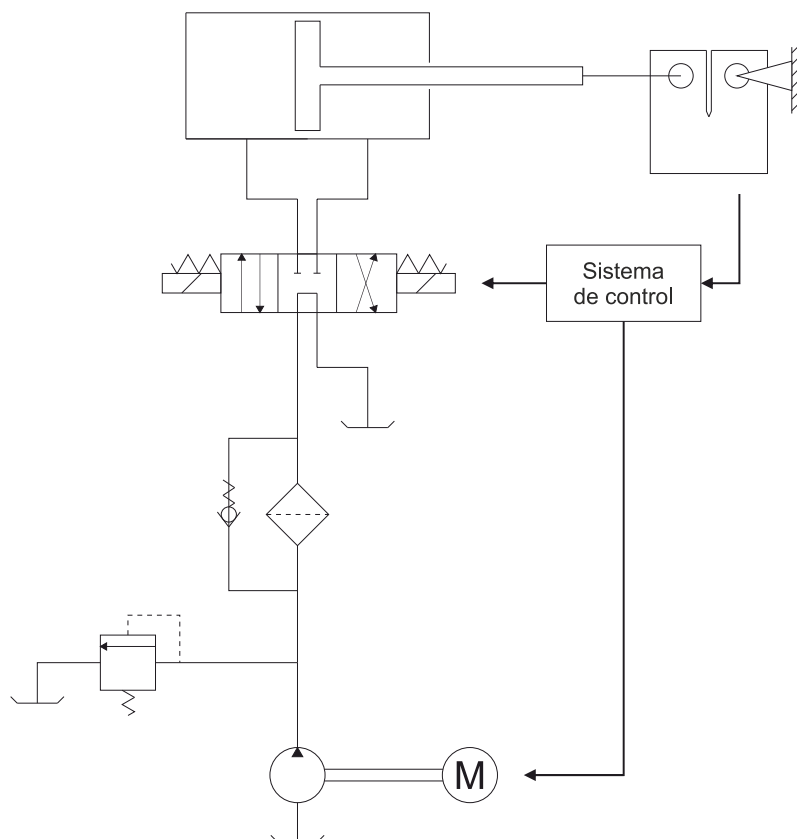


Figura 2.1 Esquema inicial del sistema hidráulico.

Por comodidad, se ha decidido dividir la máquina en tres grandes grupos, según sean sus elementos hidráulicos, mecánicos, o eléctricos; y que a su vez conforman los capítulos de este trabajo.

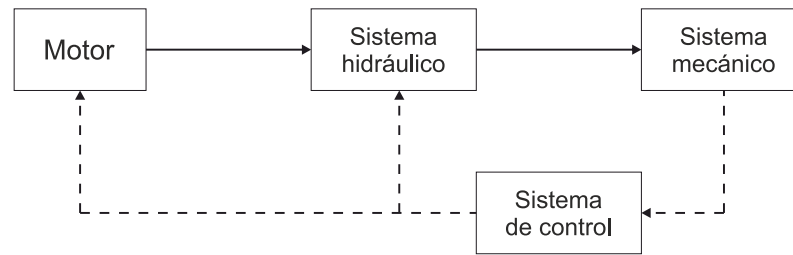


Figura 2.2 Relaciones entre los distintos sistemas.

El grupo hidráulico comprende todos los elementos del circuito desde la bomba hasta el cilindro. Es el objeto de estudio principal de este trabajo y la parte encargada de proporcionar la fuerza que se necesita para ensayar la probeta. El grupo mecánico comprende a la pieza, las mordazas, y cualquier otro elemento mecánico que tenga como tarea sujetar la pieza o ejercer una fuerza sobre esta. Por último, el grupo de control automático recoge todo el circuito eléctrico, así como cualquier sensor que sea necesario, como puede ser una célula de carga o desplazamiento.

3 Grupo mecánico

Tal y como se ha diseñado inicialmente la máquina en la figura 2.1, la carrera que recorre el pistón es igual a la apertura de los labios de la probeta. Esto es un inconveniente puesto que es un recorrido demasiado pequeño (0.15 mm aproximadamente como máximo). Es por ello que se decide colocar un resorte entre el cilindro y la pieza, de manera que el pistón pueda recorrer una mayor distancia y la probeta siga experimentando la misma fuerza.

Puesto que existen varias disposiciones posibles del resorte con respecto a la pieza para lograr este cometido, a continuación se analizarán algunas de ellas y se descartarán o no en función de su viabilidad, coste y mantenimiento.

3.1 Alternativas de resortes

Alternativa nº1: La solución más simple e intuitiva consiste en colocar un muelle entre el cilindro y la probeta. Es la alternativa más simple, pues al trabajar a tracción, no necesitamos una guía que mantenga al muelle trabajando en su eje, evitándonos así problemas de fricción o pandeo. Por el contrario, este diseño presenta tres inconvenientes principalmente. En primer lugar, es cuando el pistón trabaja a retracción que debe proporcionar los 9000 N de fuerza, por lo que el tamaño del cilindro se vería algo sobredimensionado. En segundo lugar, sabemos que un muelle trabajando a tracción de dimensiones similares a uno que trabaje a compresión soporta fuerzas inferiores a este. Por último, buscando en los catálogos de los diferentes proveedores, se comprueba cómo muy pocos soportan una fuerza de 9000 N , y aquellos pocos que lo hacen superan los 0.5 metros de longitud.

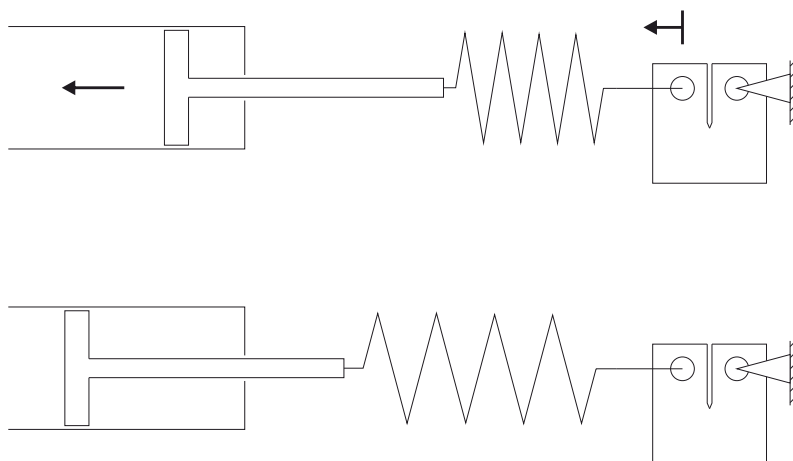


Figura 3.1 Alternativa de resorte nº1.

- Alternativa nº2: Colocar dos o más muelles en paralelo a tracción en sustitución del único muelle mencionado. Así, la fuerza que experimentan los mismos se vería reducida, y en consecuencia el tamaño de los muelles también. La dificultad que esta idea presenta es que habría que diseñar la pieza que conecta el

extremo del pistón con los muelles. Además de tener unas tolerancias relativamente pequeñas, esta pieza tendría que tener vida infinita a fatiga para la fuerza ejercida, así como soportar el momento que se crearía en el brazo que conecta el muelle con el pistón.

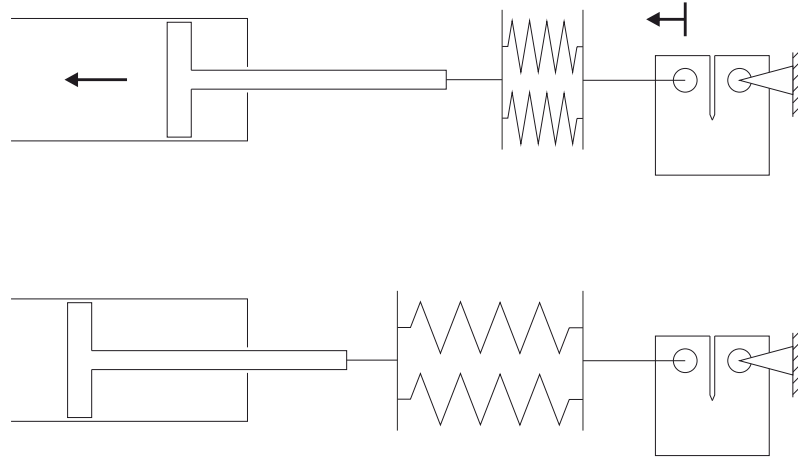


Figura 3.2 Alternativa de resorte nº2.

Alternativa nº3: Rehacer el diseño de manera que el muelle quede trabajando a compresión. Un muelle a compresión con las mismas espiras útiles y tamaño que un muelle a tracción puede soportar mucha mayor carga. Esto implica que el espacio ocupado por el muelle sería menor, además de que su fabricación sería más sencilla y económica. Por el contrario, hay que tener en cuenta que, al estar trabajando a compresión, hay que tener en cuenta la posibilidad de que el muelle pandee. Además, quizás sea necesaria una guía que mantenga al muelle trabajando sobre su propio eje sin desplazarse. Finalmente, debe tenerse en cuenta que el montaje de este muelle será algo más complejo que si tuviéramos el muelle trabajando a tracción, pues habría que diseñar y fabricar la pieza de unión entre el muelle y la probeta que rodee a esta última.

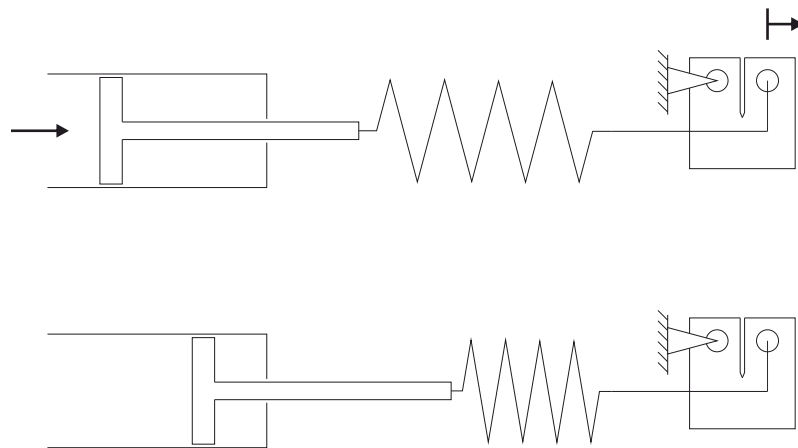


Figura 3.3 Alternativa de resorte nº3.

Alternativa nº4: en lugar de un muelle, podría colocarse un resorte a gas. En principio, y puesto que esta solución va a resultar más compleja de diseñar que un resorte normal, no será contemplada a menos que las demás fallen.

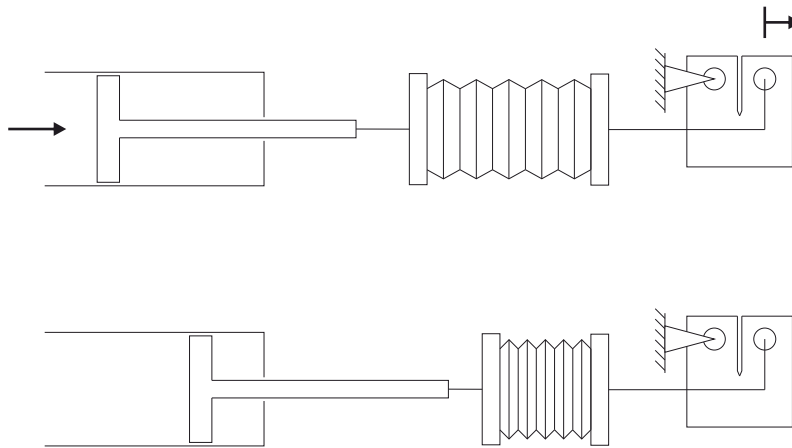


Figura 3.4 Alternativa de resorte nº4.

Alternativa nº5: similar a la alternativa nº2, podría estudiarse modificar el pistón de manera que tenga un diseño telescópico y un muelle en su interior que trabaje a compresión como se muestra a continuación. Debido al funcionamiento del pistón telescópico, el diseño del sistema deberá ser algo similar al siguiente esquema:

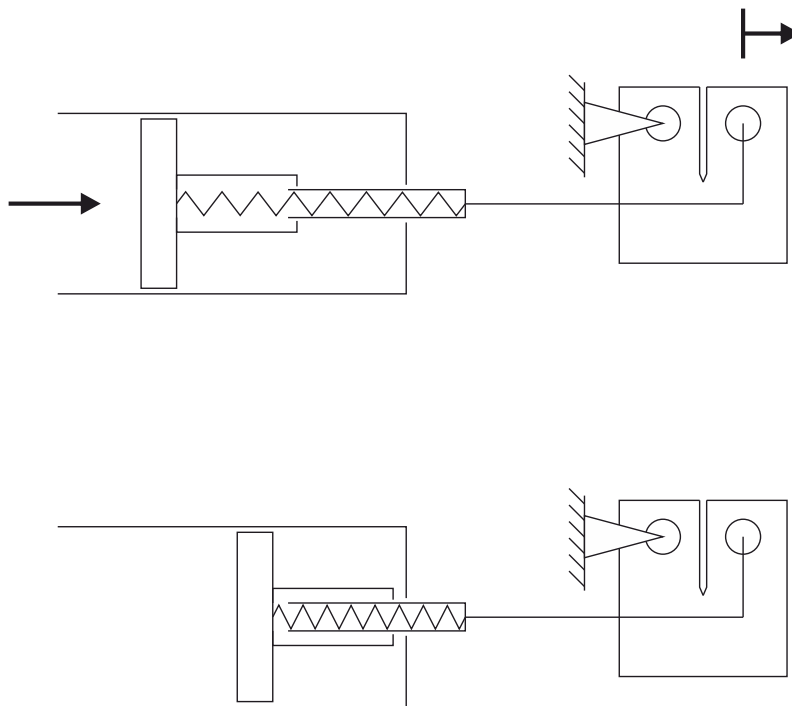


Figura 3.5 Alternativa de resorte nº5.

Pese al ahorro de espacio que supone este diseño por su forma compacta, y a la comodidad que supone que el propio pistón haga las veces de guía del resorte, probablemente no resultará la alternativa seleccionada debido a la complejidad de diseño y sobretodo dificultad en cuanto a mantenimiento que presenta.

Alternativa nº6: similar a la alternativa nº2, podría plantearse colocar varios muelles en paralelo a compresión, ya que supondría una reducción en el esfuerzo que estos soportan y en su tamaño. Al igual que en la alternativa nº2, habría que diseñar la pieza de bifurcación del pistón a los muelles, así como aquella que concentra de nuevo los ramales en uno solo y que ya conecta a la pieza. Teniendo en cuenta todo esto, esta alternativa no parece muy viable, ya que la fuerza aplicada no es lo suficientemente grande como para que compense los arreglos necesarios.

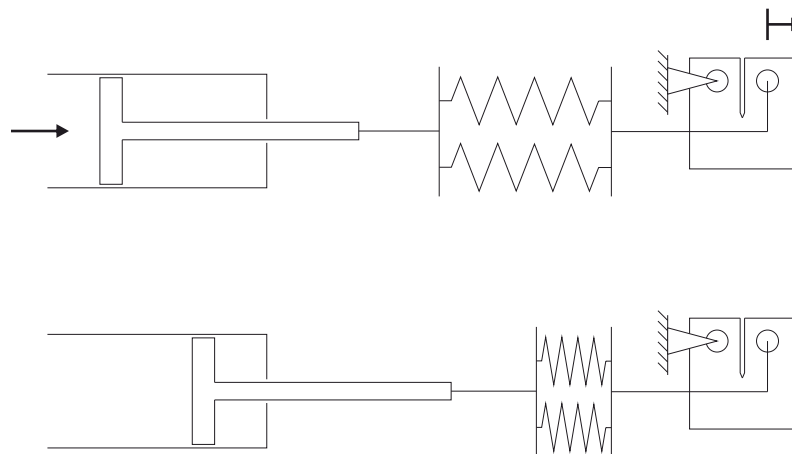


Figura 3.6 Alternativa de resorte nº6.

Alternativa nº7: existen una clase de muelles llamados resortes de barra, como los que se muestran en la figura 3.7. Las ventajas de este tipo de muelles es que trabajan a compresión (lo cual ya hemos visto que es ventajoso pues para un mismo tamaño de hilo o diámetro, los muelles a compresión aguantan más fuerza), y además la barra que se encuentra en su interior ejerce de guía, evitando que se mueva el muelle. Por otro lado, se simplifica el montaje del sistema, ya que este sería como el de la alternativa nº1, es decir, colocado como si trabajara a tracción.

Como desventaja hay que tener en cuenta que este muelle no es demasiado común y probablemente habría que fabricarlo a medida, lo cual incrementaría los costes considerablemente. Además, los cálculos que habría que realizar no son tan sencillos pues esta variedad de resortes no está tan estudiada como los resortes clásicos. Vemos que los puntos de enganche pueden presentar una concentración de fuerzas que puede resultar importante al nivel de los esfuerzos a los que trabajará el muelle, los cuales convendría estudiar.



Figura 3.7 Ejemplos de distintos resortes de barras.

3.2 Selección del resorte

Tras un intenso análisis de los pros y contras de cada alternativa, y tras una exhaustiva búsqueda en los catálogos de bastantes proveedores, se ha decidido que la solución óptima es colocar un resorte a compresión, tal y como se propone en la alternativa nº3.

El resorte seleccionado pertenece a la familia de muelles de matricería para carga extra-fuerte.



Figura 3.8 Muelle de matricería de sección rectangular para carga extra-fuerte.

Múltiples proveedores ofrecen la familia completa del modelo de muelle que queremos. Algunos ejemplos de estos proveedores son *Oldisfer*, *Todomuelles*, *Eldracher*, *Springmakers*, *Unceta*... En el caso particular de *Springmakers*, por ejemplo, los muelles no exceden de un precio de 50€.

Por otro lado, los muelles a compresión están considerablemente mejor estudiados (en cuanto a concentración de esfuerzos locales, límites a pandeo, resistencia a fatiga, etc.) que aquellos que trabajan a tracción, o el resorte de barra. De hecho, el modelo seleccionado viene regido por la norma ISO 10243, y se puede observar como los diferentes proveedores utilizan las mismas medidas estandarizadas en sus catálogos.

Conviene mencionar que el resorte elegido es de sección cuadrada, lo cual permite reducir el largo inicial del muelle manteniendo la fuerza que puede llegar a soportar. Podemos observar cómo para los mismos diámetros internos y externos, e igual sección del hilo del muelle, encontramos muelles con distintas características. Las variaciones de uno a otro se dan en la fuerza máxima que pueden soportar, la constante elástica de cada uno, y en consecuencia la elongación que experimentan.

Finalmente se ha elegido el muelle con referencia G63 – 203, del proveedor *Todomuelles* (ver Anexo 8.2). Este resorte tiene una longitud natural de 20.3 cm y una constante elástica de 337 N/mm, por lo que su desplazamiento máximo para los 9000 N de fuerza aplicada es de 2.7 cm, es decir, un 13 % de su longitud natural aproximadamente.

Es un resorte de sección cuadrada de cuyos lados miden 11.6 mm y 14.9 mm. El diámetro exterior mide 63 mm y el interior mide 38 mm.

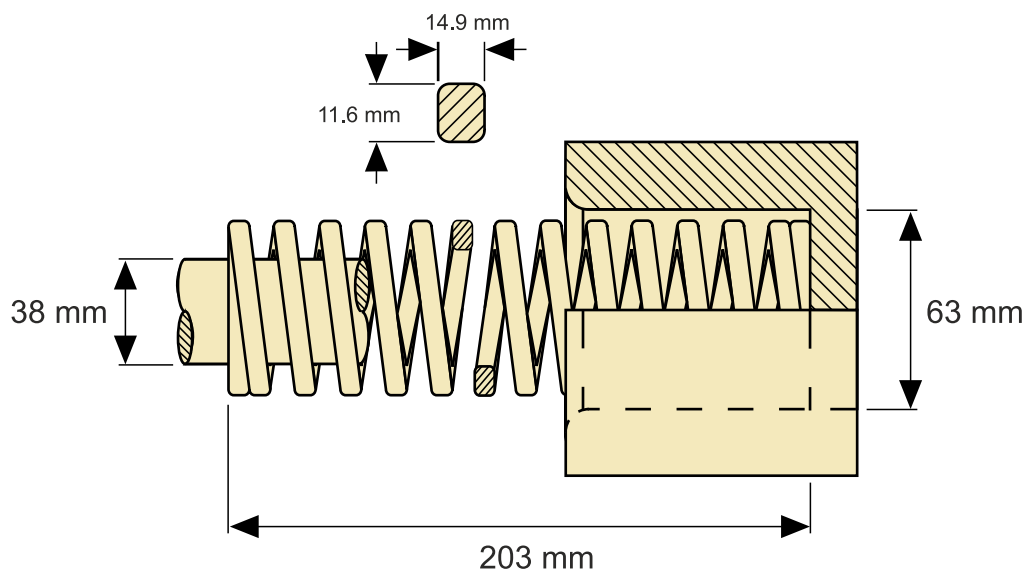


Figura 3.9 Esquema del muelle seleccionado acotado.

3.2.1 Comprobación a fatiga

En matricería se realizan desde 5 o 6 hasta 1000 estampaciones por minuto, lo que quiere decir que los distintos componentes implicados deben en muchas ocasiones trabajar a fatiga. Tal y como nos indican el

fabricante y se puede comprobar en la norma, para una fuerza máxima de 11627 N, este resorte soporta más de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga. Al ser la fuerza máxima que vamos a aplicar de 9000 N, nos garantiza que el número de ciclos que soportará el muelle será aún mayor.

3.2.2 Comprobación a pandeo

Para comprobar si el muelle padea bajo la acción de estas cargas, y con el fin de averiguar si son necesarias guías para evitarlo, podemos valernos de dos criterios diferentes. En primer lugar, y siendo este más específico, el que nos proporcionan los proveedores a partir de la norma ISO 10243.

En segundo lugar, puede consultarse el libro del autor *A.M. Wahl*, que se cita en la bibliografía 3, quien establece un criterio general para determinar la carga crítica a pandeo según las medidas del resorte, su elongación, y el tipo de enganche en sus extremos. Este criterio consiste en consultar en el gráfico de la figura 3.10 la elongación crítica según la longitud natural y el diámetro medio de nuestro muelle.

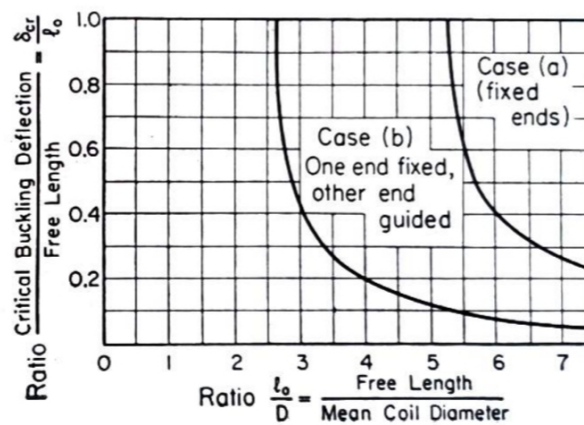


Figura 3.10 Gráfico de comprobación de pandeo en función de las dimensiones del resorte..

En nuestro caso, ambos extremos están sujetos, por lo que debemos fijarnos en la curva a). Según el autor, si nuestro caso se encuentra por debajo de esta curva, se nos garantizará que el resorte no padea. Por ello, se procede a calcular los distintos ratios. El diámetro medio del muelle será:

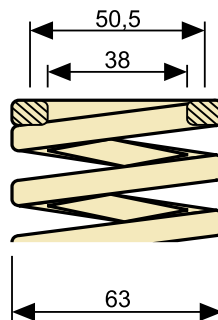


Figura 3.11 Diámetro medio del resorte seleccionado..

$$D = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{63 + 38}{2} = 50.5 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Y el cociente de la longitud natural del muelle entre el diámetro medio:

$$\frac{l_0}{D} = \frac{203 \text{ mm}}{50.5 \text{ mm}} = 4.02 \quad (3.2)$$

Si trazamos una vertical desde 4 en el eje X, vemos que no llega a cortar con la curva a), por lo que en principio ya estaría garantizada la condición de no pandeo. Sin embargo, si aun así consultamos el gráfico para $\delta = 26.70 \text{ mm}$, que es la elongación que experimentará el muelle bajo una fuerza de 9000 N :

$$\frac{\delta}{l_0} = \frac{26.7}{203} = 0.13 \quad (3.3)$$

El valor en el eje Y es de 0.13, que podemos ver que es bastante pequeño. Podemos confirmar entonces que para la situación más desfavorable, en la cual la fuerza aplicada es de 9000 N y en consecuencia la elongación del muelle es de 26.70 mm , el resorte cumple con creces la condición de no pandeo. Esto nos garantiza que en el resto de casos, en los que la fuerza aplicada es inferior a 9000 N , el resorte tampoco pandeará.

3.3 Montaje del conjunto mecánico

Tal y como se ha diseñado la máquina hasta ahora, se precisa de un componente que una el muelle a la probeta de tal manera que este trabaje a compresión mientras que las sollicitaciones de la probeta sean de tracción. Este componente, además, debe permitir montar y retirar la probeta, aguantar las sollicitaciones de fatiga, y no sufrir deformaciones ni desplazamientos excesivos.

Se ha ideado inicialmente un conjunto de dos piezas de acero. El conjunto lo conforman dos piezas principalmente, dejando a un lado cualquier tornillo o pasador que probablemente necesitaremos. Por un lado, tenemos una pieza que sujeta uno de los amarres de la probeta a la base de la estructura, a la cual denominaremos pieza "I". Por otro lado, tenemos otra pieza que conecta al resorte, y rodea a la pieza "I" hasta sujetar el otro amarre de la probeta, y a la cual denominaremos pieza "U". A continuación se muestra una imagen de como sería el conjunto mecánico al completo, incluyendo al cilindro para aportar sentido al conjunto:

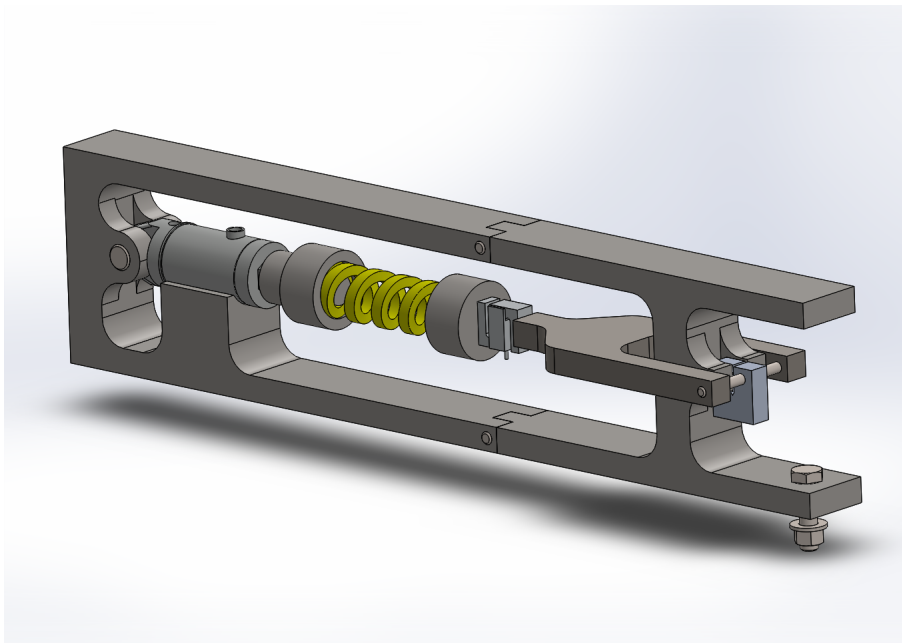


Figura 3.12 Ensamblaje de todo el sistema mecánico.

De izquierda a derecha, los elementos que se ven en la figura 3.12 son: el cilindro hidráulico, el muelle seleccionado, la célula de carga, la pieza U, la pieza I, y la probeta. Todos estos elementos se irán explicando y desarrollando en sus capítulos correspondientes, y aunque sea ha tratado de organizar este trabajo de manera

que el proceso de diseño se vaya realizando en orden, puesto que se trata de un proceso iterativo en ocasiones es necesario adelantarse.

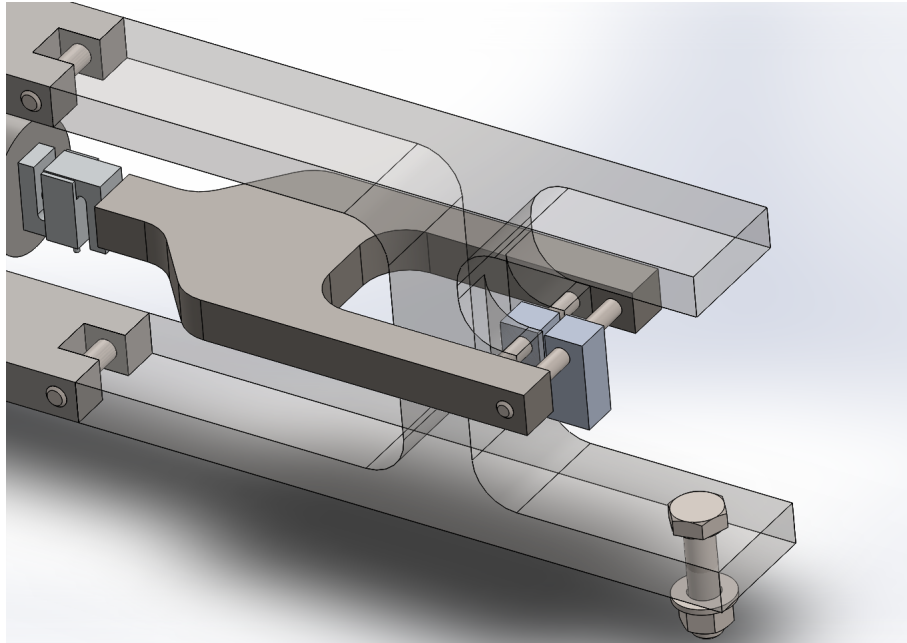


Figura 3.13 Imagen detallada del grupo mecánico.

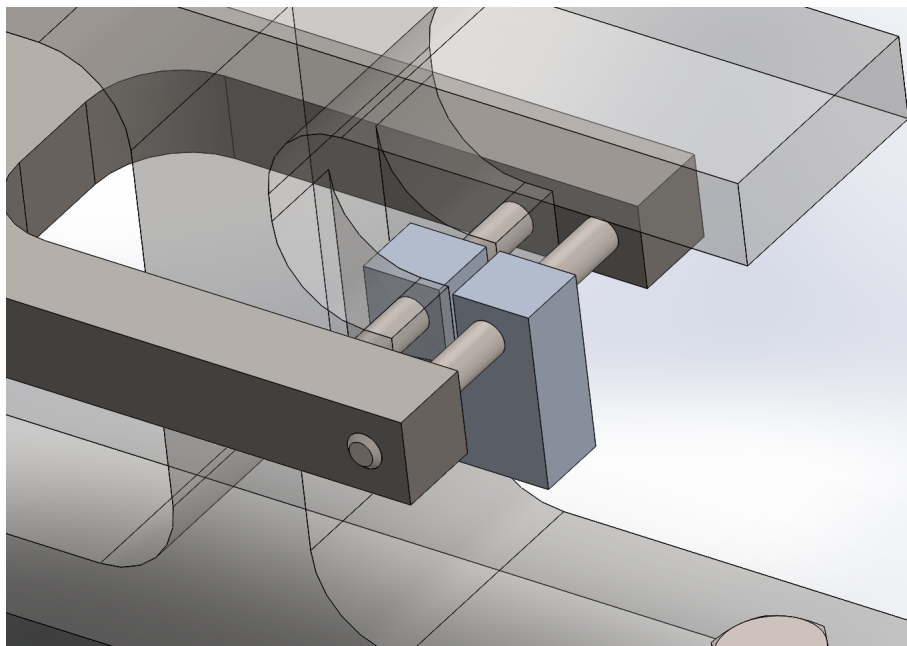


Figura 3.14 Imagen detallada del grupo mecánico.

3.3.1 Fabricación de las piezas de amarre

Las piezas de amarre no necesitan un acabado específico, simplemente tener vida infinita a fatiga y no sufrir desplazamientos ni deformaciones excesivas. Es por ello que se ha decidido fabricarlas mediante CNC, puesto que es un método que nos permite dejar un buen acabado superficial y podrían fabricarse en el taller de Fabricación de la propia Escuela.

En cuanto al material de las piezas se ha escogido utilizar un acero AISI 303, del cual se ha elegido

como proveedor *Aceros Llobregat S.A.*. Es un acero inoxidable de fácil mecanizado cuya composición es *X8CrNiS18.9*, y cuya ficha técnica del catálogo se incluye en el anexo 8.3.

3.3.2 Deformación de las piezas de amarre

Puesto que las piezas de amarre son un diseño propio, y aunque no tienen una forma especialmente compleja, no podemos acudir a ninguna norma para calcular los desplazamientos que tienen lugar bajo las cargas aplicadas. Es por ello que mediante la herramienta de simulación de *SolidWorks* podemos simular las condiciones de ensayo y obtener las tensiones, los desplazamientos y las deformaciones unitarias de las piezas.

Nótese que, como se explicará más en detalle en el apartado del sistema de control, las mediciones de la célula de carga no se ven afectadas sea cual sea el desplazamiento de las piezas U e I ni del muelle. Esto es ya que la célula mide la carga que se está aplicando, y que en el caso de piezas o resortes en serie es la misma para todos.

A continuación se muestran los campos de desplazamientos y deformaciones de ambas piezas para una carga estática de 9000 N. A pesar de que realmente estamos aplicando una carga variable, esta simulación nos permitirá estimar si estos desplazamientos se encuentran dentro de un rango aceptable.

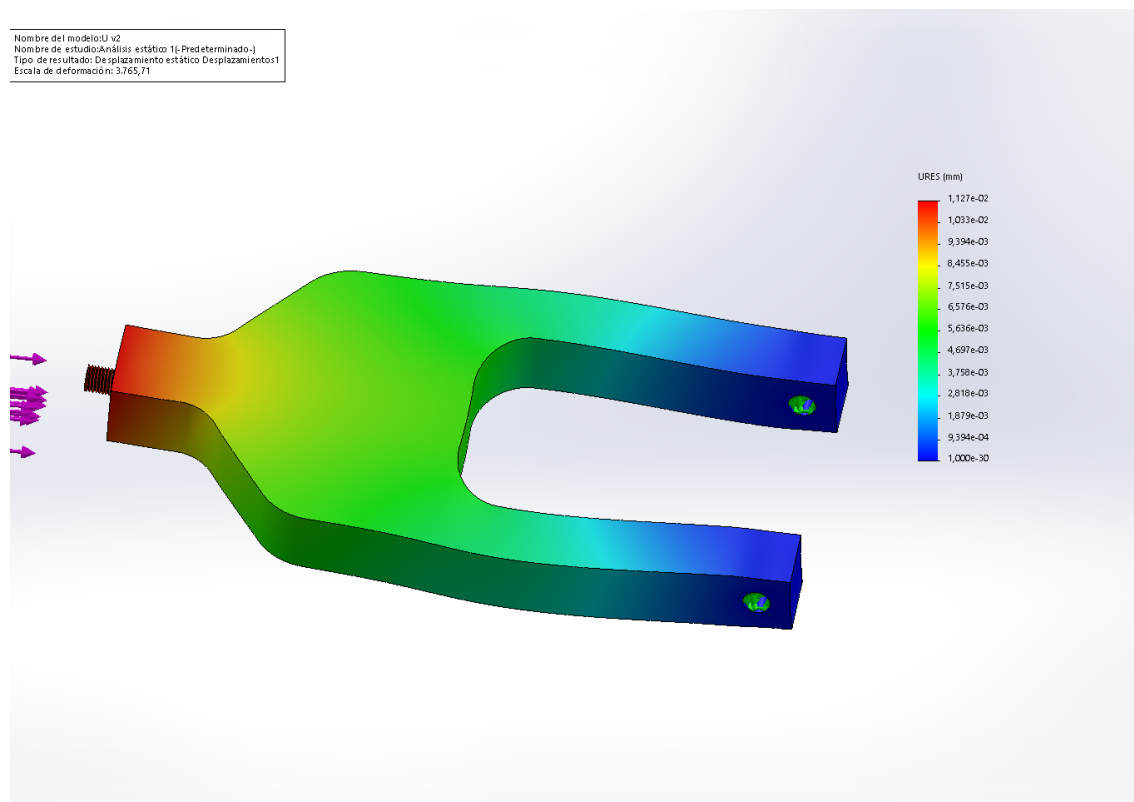


Figura 3.15 Desplazamientos que experimenta la pieza U.

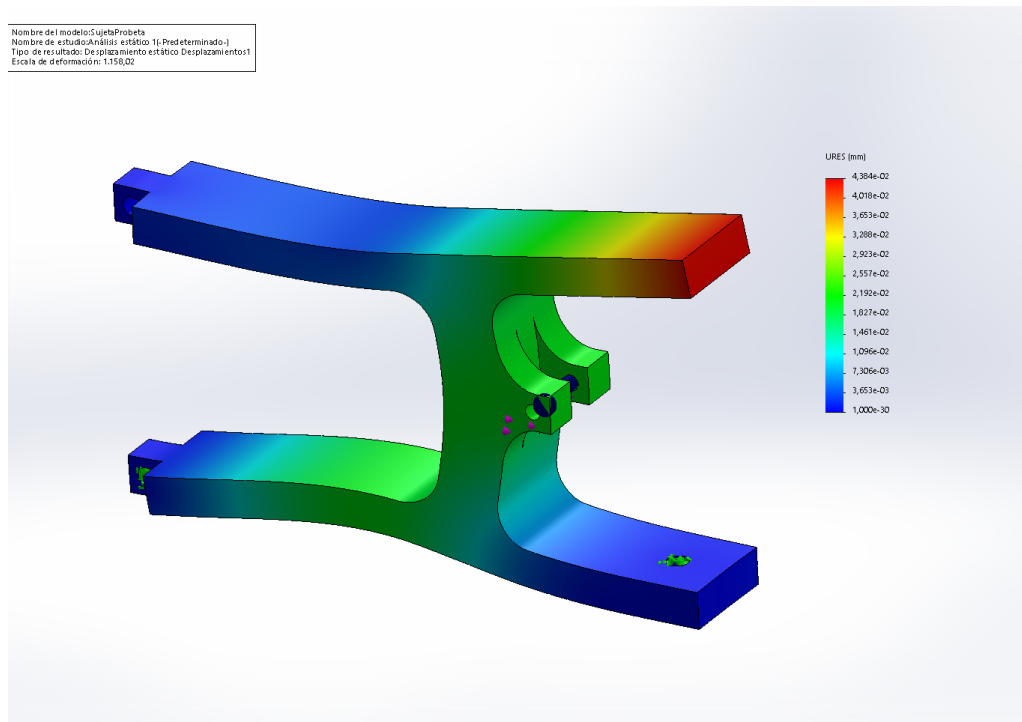


Figura 3.16 Desplazamientos que experimenta la pieza I.

Podemos observar como los desplazamientos son del orden de una centésima de milímetro en las zonas críticas del montaje, esto es, en la zona de contacto con la probeta, lo cual es un valor despreciable. Es por ello que en este aspecto las piezas diseñadas son perfectamente válidas para nuestro sistema.

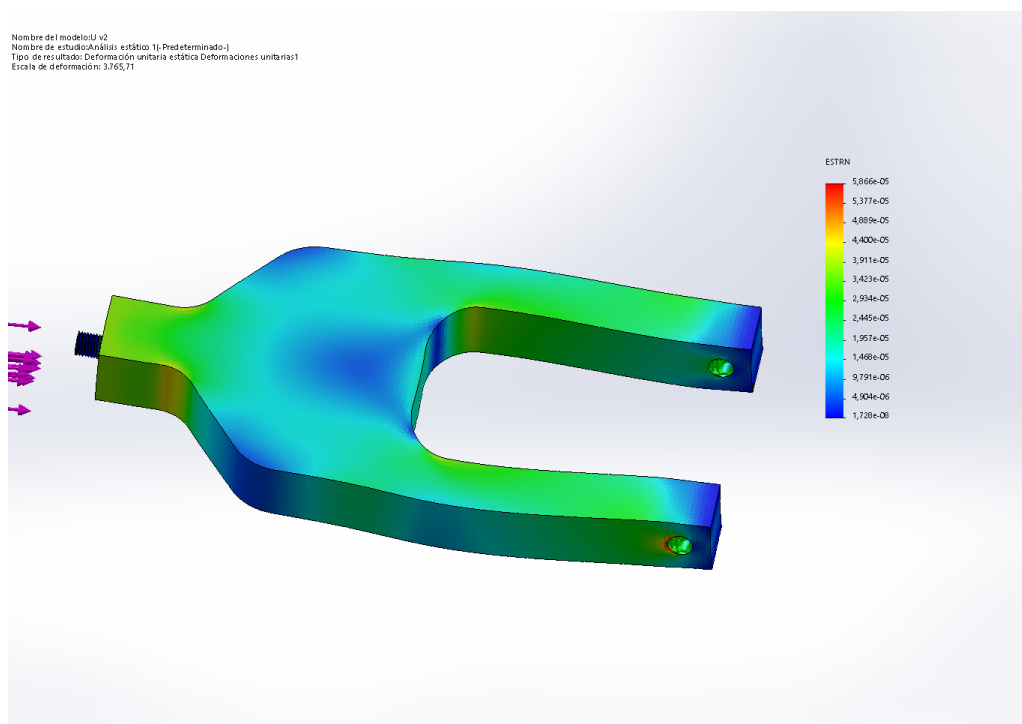


Figura 3.17 Deformaciones unitarias que experimenta la pieza U.

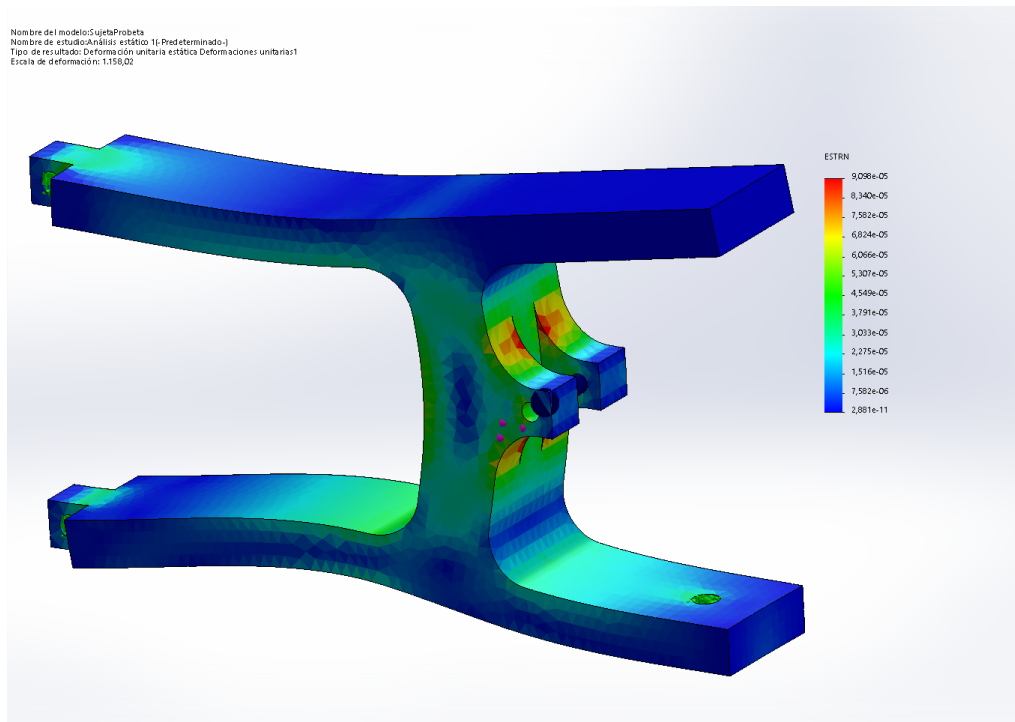


Figura 3.18 Deformaciones unitarias que experimenta la pieza I.

En cuanto a las deformaciones de ambas piezas, podemos ver como son prácticamente nulas, por lo que de nuevo en este aspecto también resultan adecuadas.

3.3.3 Cálculo a fatiga de las piezas de amarre

Al igual que ocurre con las deformaciones que experimentan las piezas de amarre, la vida a fatiga de las mismas no es sencilla de averiguar por los mismos motivos, por lo que se ha recurrido una vez más a la herramienta de simulación de *SolidWorks*.

A raíz del ensayo estático que se realiza en el apartado anterior, puede realizarse una simulación de la vida a fatiga de la pieza. Los datos necesarios para el software son: La fuerza mínima aplicada, la curva S-N del definitivo, establecemos 10 millones de ciclos, aproximadamente a partir de los cuales se considera vida infinita. Una vez ejecutada la simulación, el programa nos comunica que no es necesario realizar los cálculos ya que la fuerza se encuentra en todo momento por debajo de la curva S-N. A continuación se muestra el daño que experimentan y la vida a fatiga de las piezas:

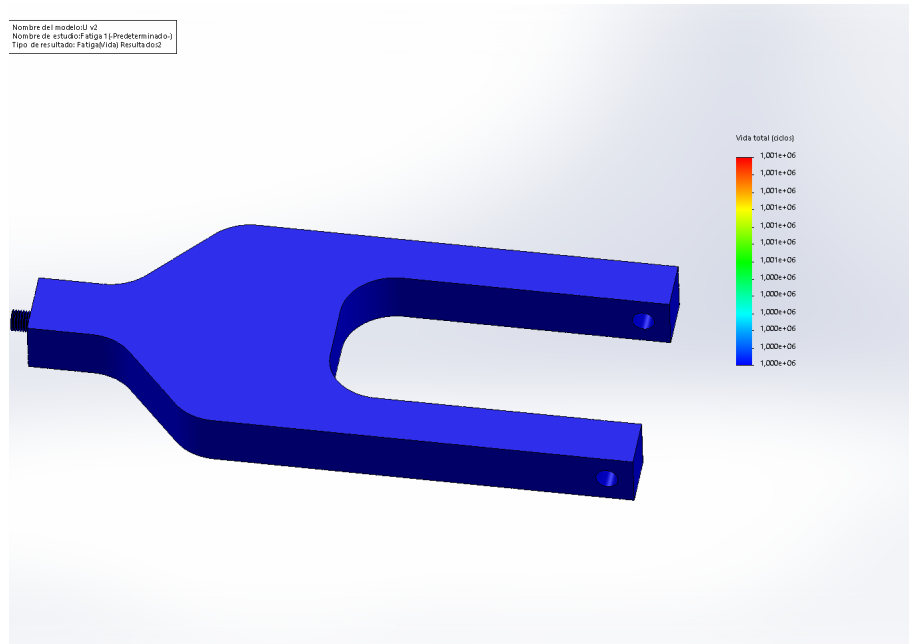


Figura 3.19 Ciclos que soporta la pieza U.

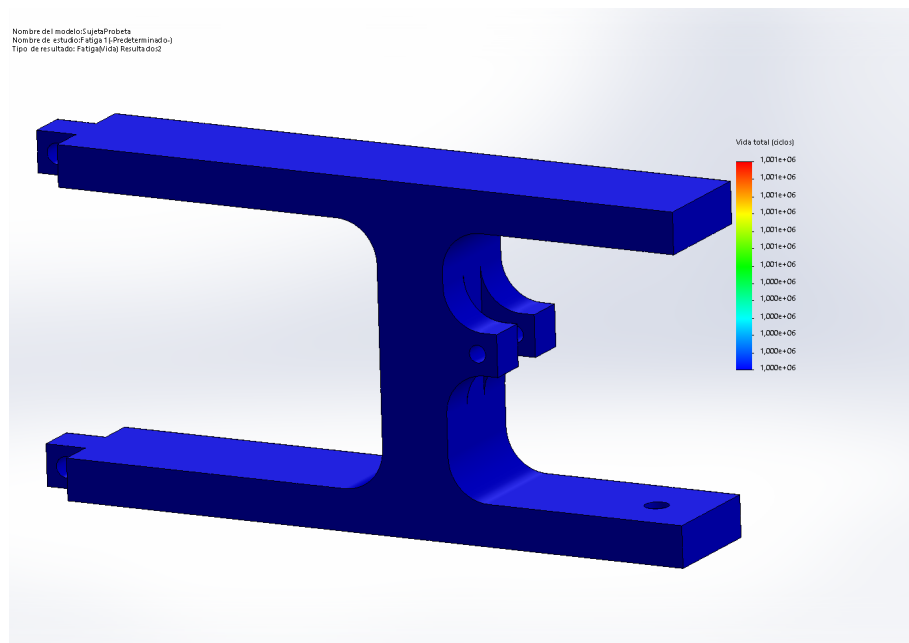


Figura 3.20 Ciclos que soporta la pieza I.

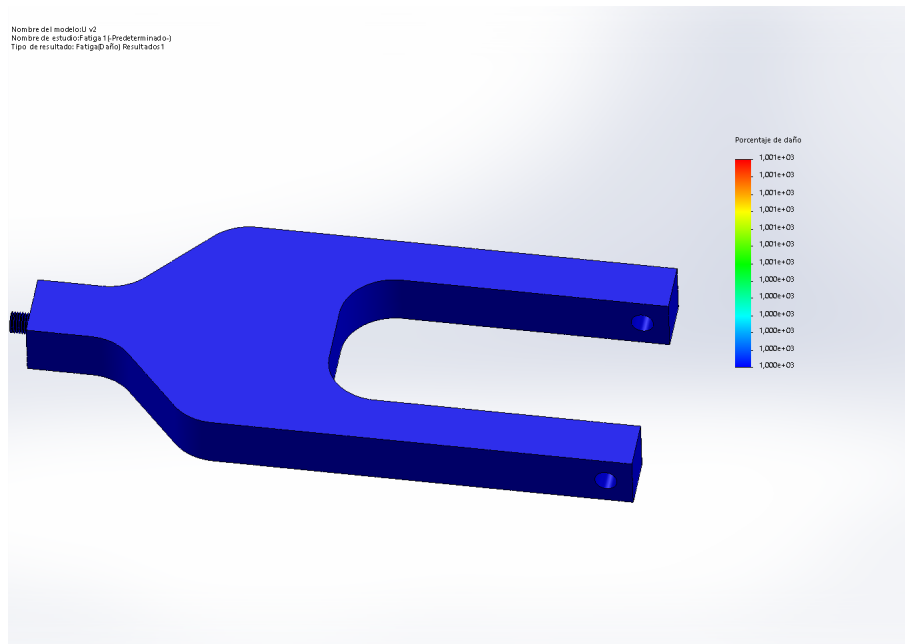


Figura 3.21 Daño que experimenta la pieza U.

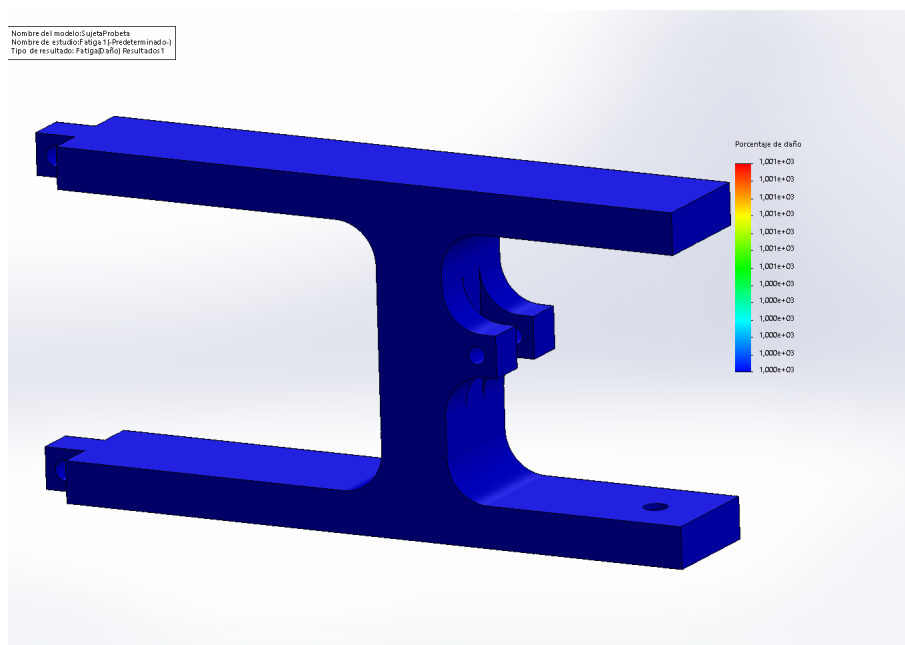


Figura 3.22 Daño que experimenta la pieza I.

Puede verse como en las cuatro imágenes las piezas son completamente azules, lo que implica que tienen vida a fatiga infinita, y no presentan daño acumulado.

3.3.4 Pasos para preparar el montaje para el ensayo

A continuación se van a mostrar una serie de viñetas con los pasos para montar el sistema mecánico a la hora de iniciar el ensayo. Evidentemente, los pasos para desmontar el sistema y extraer la probeta una vez finalizado el ensayo son los mismos pero en el orden contrario.

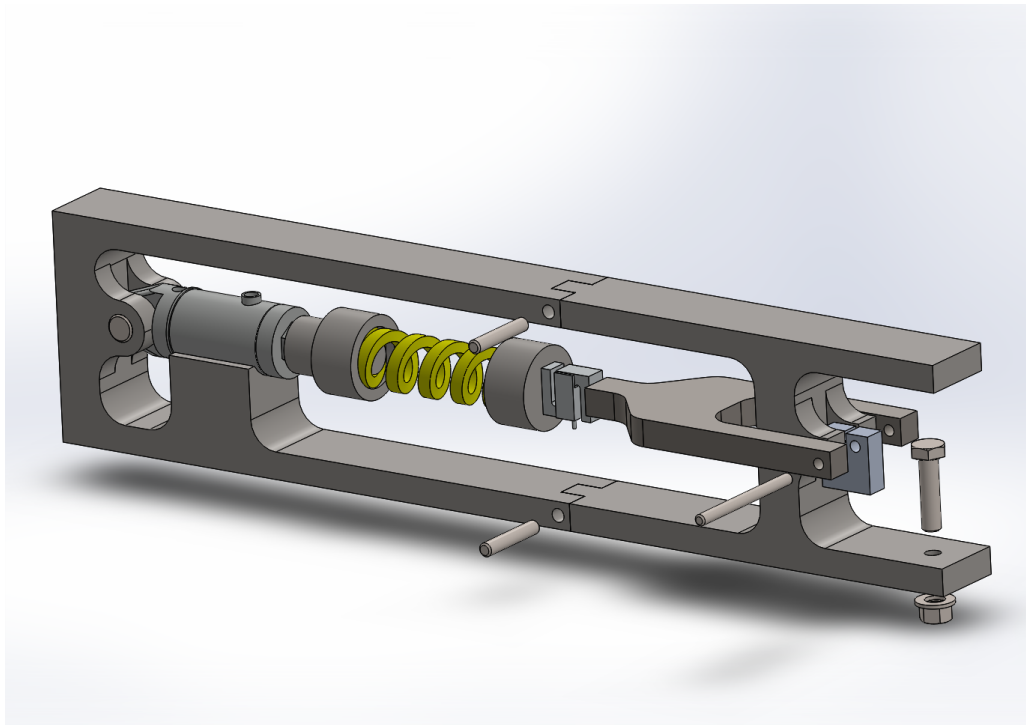


Figura 3.23 Paso 1 para extraer la probeta.

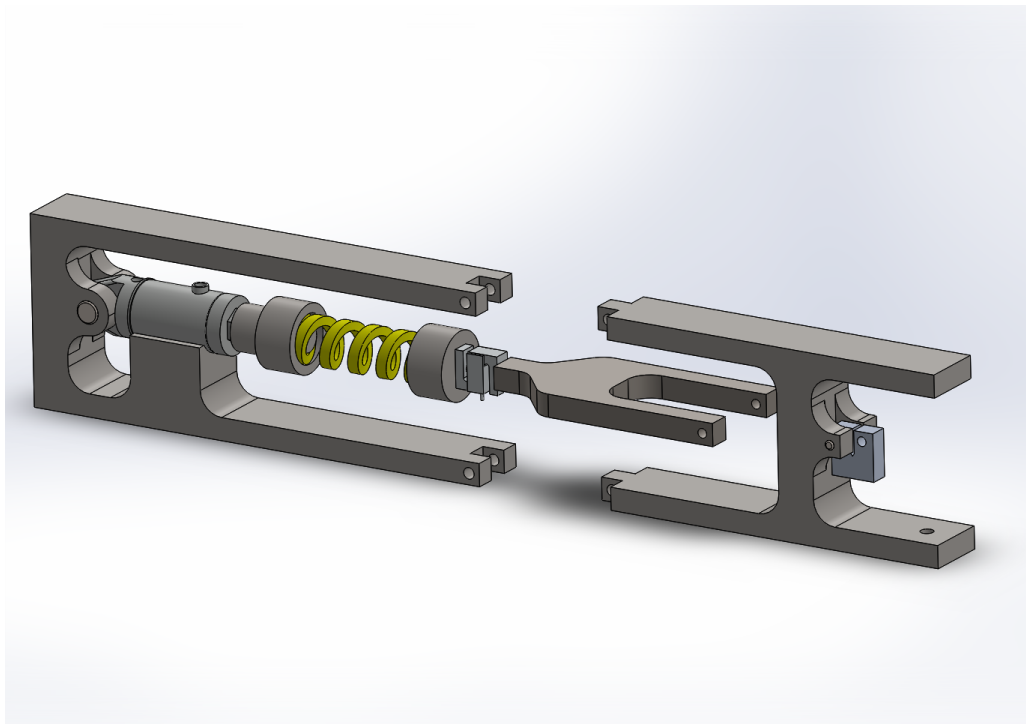


Figura 3.24 Paso 2 para extraer la probeta.

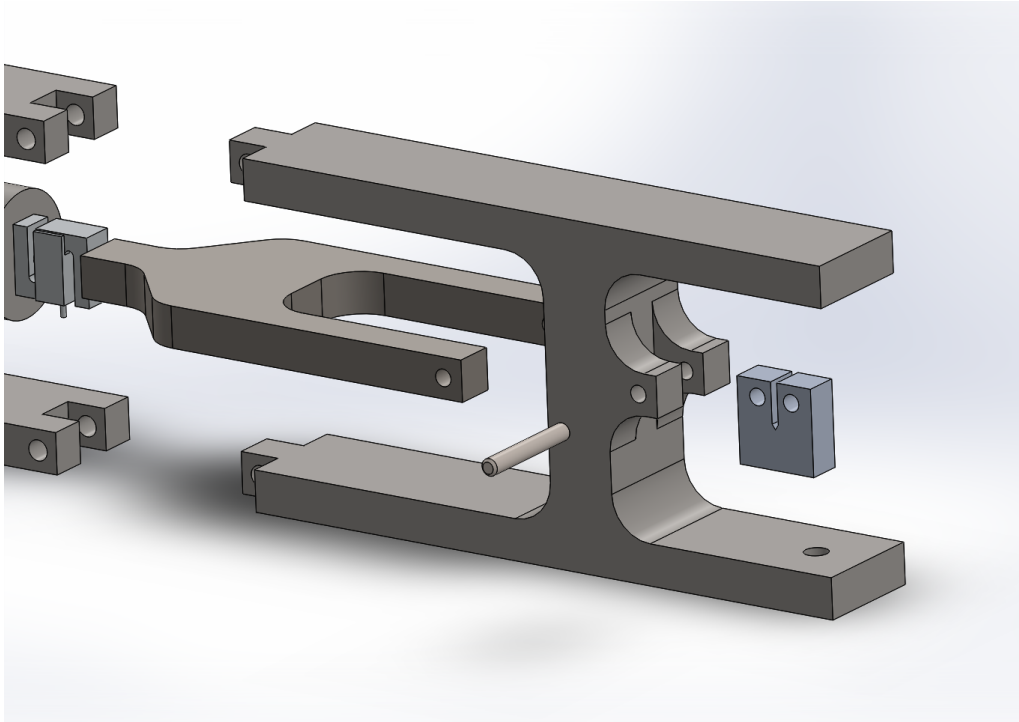


Figura 3.25 Paso 3 para extraer la probeta.

El proceso de diseño de un circuito hidráulico suele comenzar por seleccionar un cilindro de un catálogo

adecuado a nuestros requerimientos de fuerza que debe proporcionar y velocidad del pistón (o bien la fabricación de un diseño nuevo si no se encuentra ninguno adecuado). En este caso se hará así, y para poder seleccionar dicho cilindro se deberán realizar unas estimaciones que se desarrollarán en el capítulo que sigue.

4.1 Cilindro hidráulico

En este capítulo se realizarán una serie de cálculos que nos permitan estimar las dimensiones de nuestro cilindro hidráulico. El esquema hidráulico del cilindro es el que se muestra a continuación:

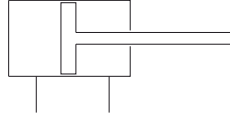


Figura 4.2 Esquema del cilindro hidráulico..

Para dimensionar el cilindro hidráulico se ha programado un código de Matlab que se incluye en el Anexo 8.1. Este código nos proporcionará unos rangos de valores de los distintos parámetros del sistema entre los que se deberá trabajar. Tras ello, y si no se obtienen unos valores que requieran fabricar un cilindro con necesidades especiales, podrá procederse a seleccionar uno de un catálogo que sea lo más fiel posible al calculado.

El proceso de diseño comienza por establecer la velocidad a la que se desplazará el pistón, que a su vez será el cociente de la distancia total que recorrerá el eje a lo largo del ensayo y el tiempo en el que quiere realizarse el mismo.

$$v = \frac{\text{carrera del pistón} \cdot \text{numero de ciclos}}{\text{tiempo en el que se quiere realizar el ensayo}} = \frac{C \cdot N}{T} \quad (4.1)$$

El desplazamiento total del pistón equivale a la elongación del muelle y la de la probeta, cuya representación esquemática se muestra en la figura 4.3. es decir, $C = E + V_m$

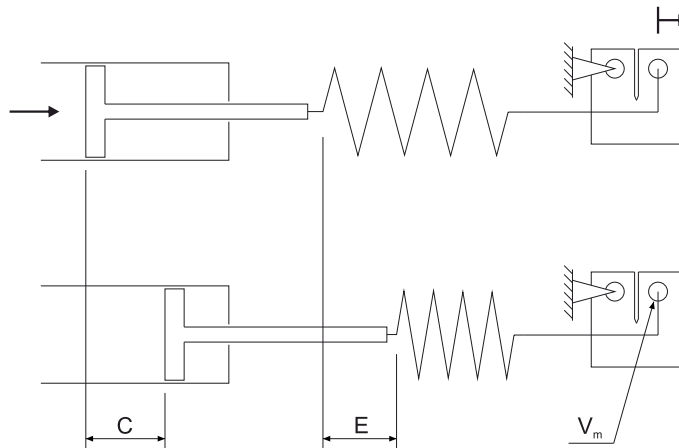


Figura 4.3 Representación del movimiento del pistón.

Si se considera que el muelle y la pieza son dos resortes en serie cada uno con módulo elástico k_{muelle} y k_{pieza} respectivamente, puede calcularse el desplazamiento del conjunto como un único resorte con un módulo de elasticidad equivalente:

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_{muelle}} + \frac{1}{k_{pieza}} \rightarrow k_{eq} = 3.35 \cdot 10^{-5} \text{ N/m} \quad (4.2)$$

Puede entonces calcularse el desplazamiento que experimenta el sistema aplicando la Ley de Hooke. El valor que debe recorrer el pistón se corresponde a la diferencia de desplazamientos que provocan la carga

4.1.1 Comprobación a pandeo

Para garantizar que el cilindro no pandea, *Roquet* sugiere recorrer una carrera máxima C dada por la siguiente ecuación:

$$C = \frac{L_p}{K} \quad (4.7)$$

L_p es la longitud máxima a pandeo, la cual puede obtenerse a partir del gráfico que se adjunta en el anexo 8.5. Para un diámetro interior de 36 mm y una fuerza máxima de 15000 N, se obtiene una longitud máxima a pandeo de 2 m. De esto se extrae como para una fuerza de 9000 N, la longitud máxima a pandeo será como mínimo de 2 m también.

A continuación, y consultando la tabla en este mismo anexo, obtenemos como coeficiente de seguridad $K = 2$, ya que nuestro cilindro irá enganchado mediante una charnela. La carrera máxima real que puede realizar nuestro cilindro será:

$$C = \frac{2}{2} = 1 \text{ m} \quad (4.8)$$

Puesto que el largo del eje de nuestro cilindro es considerablemente inferior a este valor, el criterio se cumple perfectamente.

4.1.2 Tiempo necesario para llevar a cabo el ensayo

El tiempo necesario para ensayar la probeta será entonces la suma del tiempo necesario en hacer las dos partes del precrecimiento, esto es:

$$T1 = N_1 \cdot \left(\frac{\Delta V_1}{v} + \frac{\Delta V_1}{v_{retr}} \right) = 4.5 \text{ horas} \quad (4.9)$$

$$T2 = N_2 \cdot \left(\frac{\Delta V_2}{v} + \frac{\Delta V_2}{v_{retr}} \right) = 3 \text{ horas} \quad (4.10)$$

Se obtiene un tiempo total de:

$$T = T1 + T2 = 7.5 \text{ horas} \quad (4.11)$$

Hay que tener en cuenta que el tiempo real de ensayo será algo mayor, pues varios componentes del sistema como la válvula de distribución o el microcontrolador tienen un tiempo pequeño de reacción que puede cobrar un peso importante a lo largo de los 20000 ciclos del ensayo. Tras este cálculo puede concluirse que todos los parámetros calculados son adecuados. A continuación será necesario buscar una bomba que cumpla con todos los requisitos del sistema, que al no ser muy restrictivos será sencillo.

4.2 Bomba

En este apartado se dimensionará la bomba que se necesita para nuestros requerimientos del sistema y se seleccionará una que los cumpla de un catálogo. El esquema hidráulico de la bomba es el que se muestra a continuación:

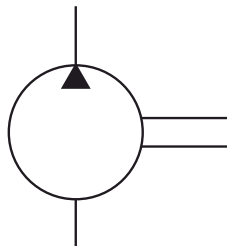


Figura 4.5 Representación esquemática de la bomba.

Como se acaba de ver en el apartado anterior, el caudal aproximado que debe aportar la bomba es de unos 4.7 l/min para obtener un valor razonable en cuanto a la velocidad del pistón. Sin embargo, y con vistas a evitar tener que recurrir a colocar estranguladores o dispositivos similares, se van a calcular brevemente los cambios que tendrían lugar en el área del cilindro o la velocidad del pistón si colocásemos la bomba que aporta 6 l/min cuando trabaja a su velocidad nominal, 1500 rpm .

Teniendo en cuenta un resbalamiento de aproximadamente un 4% , suponemos que la bomba trabajará a 1440 rpm . Haciendo un simple regla de tres, y teniendo en cuenta que la cilindrada de este modelo de bomba es de 4 cc/rev , obtenemos un caudal de:

$$Q = \frac{0.96 \cdot 1500 \text{ rpm}}{4 \text{ cm}^3/\text{rev}} = 5.76 \text{ l/min} \quad (4.12)$$

A continuación, y sabiendo que

$$v = \frac{Q}{A} \quad (4.13)$$

si mantenemos el área del cilindro, la velocidad del pistón pasaría a ser de 2.5 cm/s a 3.1 cm/s , el cual es un valor razonable y aceptable. Por ello, se procede a seleccionar la bomba del catálogo *Roquet* modelo $1-L-6-D-E-10-R$.

donde:

El primer término, 1 , indica que la bomba es sin polea.

El segundo término, L , indica que se trata del modelo de bomba simple con cuerpo de aluminio.

El tercer término, 6 , es el caudal en l/min que la bomba proporcionaría a 1500 rpm y 0 bar .

El cuarto término, D , representa que el sentido de giro es hacia la derecha.

El quinto término, E , es la nomenclatura para el tipo de eje motriz seleccionado, y cuya forma y dimensiones se muestran en la figura 4.6. Este eje se ha seleccionado en función del acoplamiento elástico que lo conecta al eje del motor, desarrollado en el apartado 4.4.

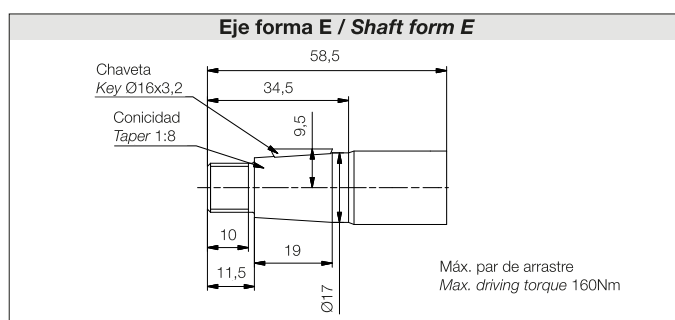


Figura 4.6 Vista acotada del eje motriz de la bomba.

El sexto término, 10 , es la nomenclatura para el tipo de tapa de la bomba, y cuya forma y dimensiones se muestran en la figura 4.7. En nuestro caso, la tapa de la bomba no posee ningún requerimiento específico, sino que simplemente debe encajar con el eje seleccionado y ser sencilla y económica.

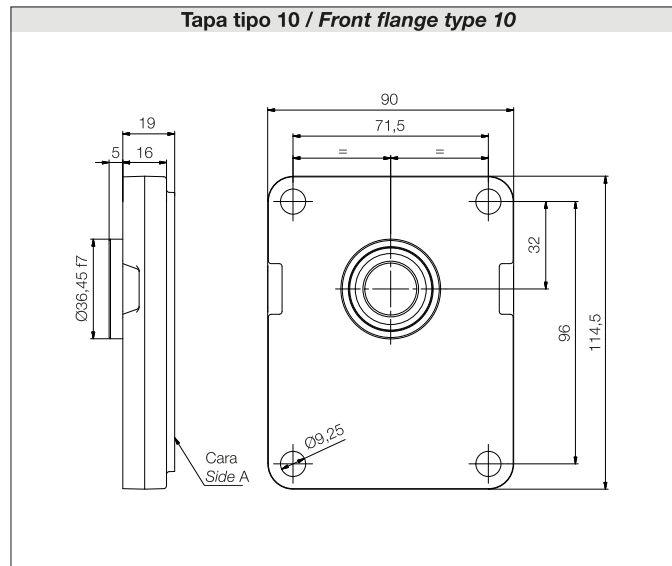


Figura 4.7 Vistas acotadas de la tapa de la bomba seleccionada.

El séptimo y último término, *R*, es la nomenclatura para la forma de la conexión de las tomas de la bomba, y cuya forma y dimensiones se muestran en figura 4.8. Al igual que en el caso del cilindro, se trata de una rosca BSP 3/8".

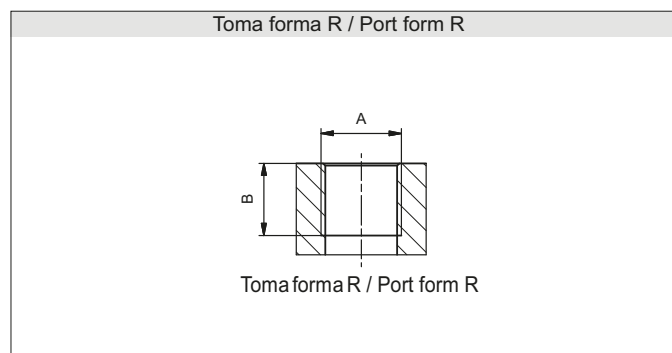


Figura 4.8 Vistas acotadas de la tapa de la bomba seleccionada.

Las bombas *Roquet* permiten incorporar también diferentes tipos de válvulas (limitadoras de presión, by-pass, etc.) que se mencionarían en la nomenclatura, pero para nuestro caso no se empleará ninguna. A continuación se muestran las vistas de la bomba acotadas, así como una imagen 3D de la misma, ambas figuras extraídas del catálogo de Roquet:

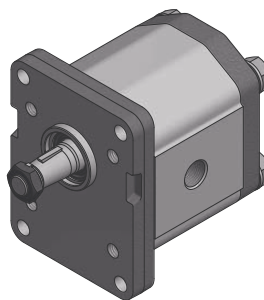


Figura 4.9 Imagen 3D de la bomba, incluyendo el eje motriz.

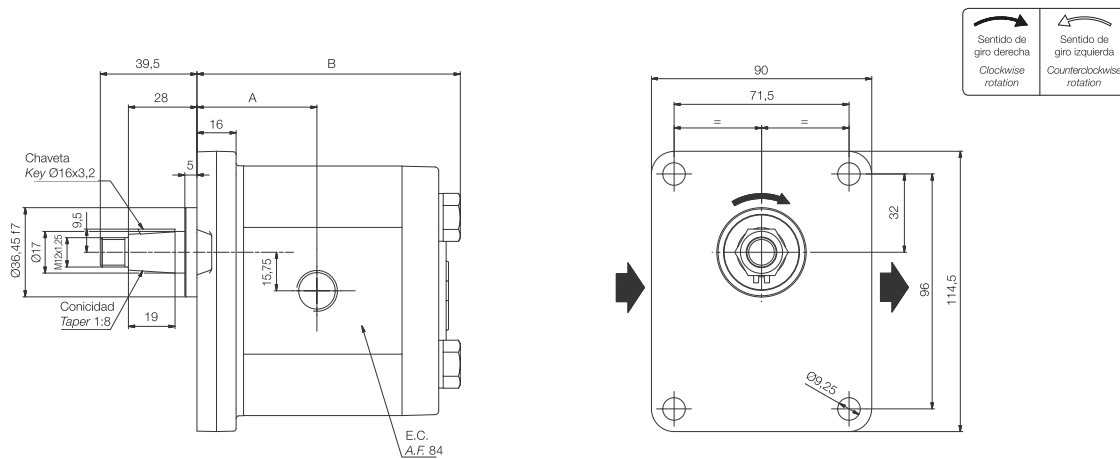


Figura 4.10 Vistas de la bomba seleccionada acotadas.

donde $A = 42.5 \text{ mm}$ y $B = 89.6 \text{ mm}$.

4.2.1 Tiempo necesario para llevar a cabo el ensayo

El tiempo necesario para ensayar la probeta será ahora algo menor, ya que hemos aumentado el caudal y mantenido el área del cilindro.

$$T1 = N_1 \cdot \left(\frac{\Delta V_1}{v} + \frac{\Delta V_1}{v_{retr}} \right) = 3.5 \text{ horas} \quad (4.14)$$

$$T2 = N_2 \cdot \left(\frac{\Delta V_2}{v} + \frac{\Delta V_2}{v_{retr}} \right) = 2.3 \text{ horas} \quad (4.15)$$

Se obtiene un tiempo total de:

$$T = T1 + T2 = 5.8 \text{ horas} \quad (4.16)$$

4.3 Motor

En este apartado se explicará y detallará la elección del motor seleccionado. Pese a que este no es estrictamente un elemento hidráulico, conviene tratarlo en este momento ya que puede implicar que haya cambios tanto en el caudal, como en la velocidad del pistón, y como consecuencia en el cilindro. El esquema hidráulico del motor es el que se muestra a continuación:

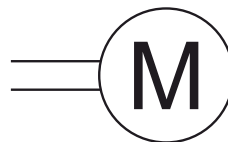


Figura 4.11 Representación esquemática del motor..

En primer lugar, y como aspecto más importante, debe garantizarse que el motor pueda proporcionar el par y la potencia que precisa la bomba. Para ello, van a redondearse los valores al alza para ponernos del lado de la seguridad y garantizar que el motor nos es útil.

$$P_H = Q \cdot p = 6 \text{ l/min} \cdot 60 \text{ bar} = 600 \text{ W} \quad (4.17)$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta} = \frac{600}{0.96} = 625 \text{ W} \quad (4.18)$$

donde P_M es la potencia mecánica que debe suministrar el motor, ya que existe un rendimiento, η , que va en función de la presión de trabajo del sistema y que nos proporciona el fabricante, *Roquet*.

$$T_N = \frac{P_M}{\omega} = \frac{625 \text{ W}}{1440 \text{ rpm}} = 4.14 \text{ Nm} \quad (4.19)$$

Nótese que este par necesario será diferente si finalmente elegimos un motor que trabaje a unas *rpm* diferentes, sin embargo se utilizará como valor inicial para obtener una idea del rango de valores en el que se trabaja.

A continuación van a especificarse algunos aspectos que serían favorables a la hora de elegir el motor, pero que no son imprescindibles.

Como ya se ha mencionado, se va a intentar buscar el motor que más nos simplifique nuestro sistema. Puesto que se han hecho los cálculos de la bomba para una velocidad de giro de 1500 *rpm*, si el motor que encontremos tiene la misma velocidad nominal el montaje será más sencillo, no siendo necesario una reductora.

Por otro lado, en primer lugar se va a buscar utilizar un motor monofásico. Estos motores se suelen utilizar para requerimientos de potencia pequeños, como puede ser alrededor de 2 o 3 kW. En nuestro caso sería más que suficiente, y en consecuencia no estaríamos sobredimensionando el motor, y el montaje junto con el sistema de control (apartado 5) resultará más sencillo, pues implicaría la utilización de un relé monofásico también.

Tras consultar varios catálogos de diferentes proveedores, se ha seleccionado un motor del fabricante *WEG*. El modelo elegido proporciona una potencia activa de 1.5 kW, trabaja a un velocidad nominal de 1440 *rpm* (teniendo en cuenta el resbalamiento), y proporciona un par de 10.1 Nm. El motor es de tipo monofásico, tal y como convenía. Tiene un condensador de arranque y uno permanente, los cuales son prácticamente imprescindibles ya que permiten incrementar el par motor inicial, garantizando así un encendido y un apagado del motor más rápido. Puede alimentarse a 220 V o a 440 V, y a una frecuencia de 50 Hz. Todas estas características no se han elegido aleatoriamente, sino que son perfectamente adecuadas al sistema de control que se ha ido configurando simultáneamente. En el apartado 5 se explica el porqué de estas necesidades específicas.

A continuación se muestran las vistas del motor acotadas en la figura 4.12, cuyas medidas corresponden a las subrayadas en la tabla 8.10, que se incluye en el anexo por ser extensa y no trascender en este capítulo. También se incluyen agrupados en la tabla 4.2 los datos técnicos más relevantes del motor, y que se pueden consultar más desarrollados en los anexos 8.11 y 8.12.

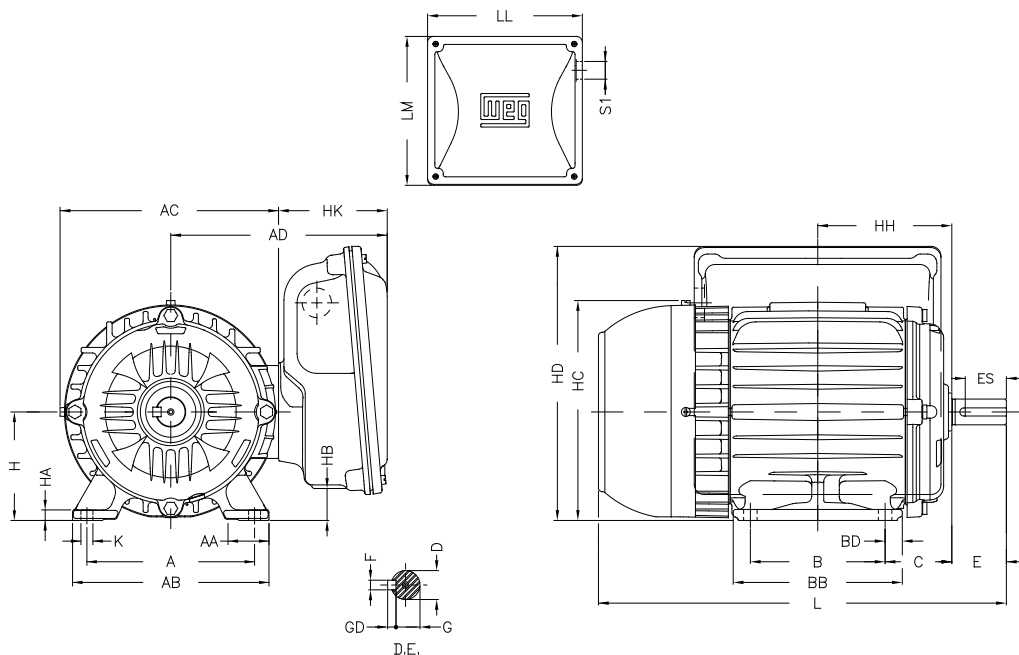


Figura 4.12 Vistas del motor monofásico seleccionado..

Tabla 4.2 Datos más relevantes del motor..

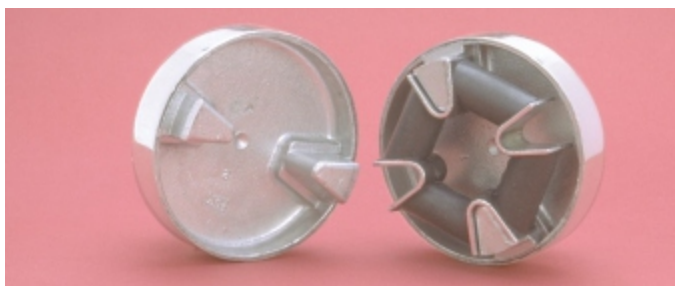
Característica	Valor
Potencia	1,5 kW
Nº de polos	4
Frecuencia	50 Hz
RPM	1440
Par nominal	10,1 Nm

4.4 Unión de la bomba al motor

Roquet, el fabricante de la bomba, recomienda conectar el eje de esta al del motor mediante un acoplamiento elástico. Además, este tipo de unión presenta muchas ventajas con respecto al funcionamiento del grupo, pues es un elemento que amortigua las irregularidades del par, o elimina las tensiones que suelen aparecer en un acoplamiento rígido, entre otras. Además, los acoplamientos elásticos no tienen juego, no presentan fricción, y no necesitan engrase.

Puesto que la bomba ofrece varios ejes posibles donde elegir (pueden consultarse todos ellos en el anexo 8.6), y por el contrario el eje del motor tiene unas medidas fijas, se ha seleccionado un acoplamiento que garantice la correcta unión del eje del motor con cualquiera de los ejes que puede tener la bomba.

El acoplamiento elástico elegido pertenece al fabricante *Paulstra*, que a su vez es comercializado por *Tejasa* en España. Por las solicitaciones de par y potencia de nuestro sistema, el fabricante recomienda escoger uno de la gama *Miniflex*.

**Figura 4.13** Imagen del acoplamiento seleccionado.

Su referencia es la nº 633020. Estos acoplamientos son vendidos listos para ser taladrados, lo cual nos permite no solo adaptarlo al diámetro que queramos, sino también elegir la tolerancia e incluir un chavetero (ya que tanto el eje del motor como el eje de la bomba poseen una chaveta). Puesto que el acoplamiento está fabricado en aluminio, será sencillo de taladrar, y al igual que se hizo con las piezas U e I, se realizará en el taller de mecanizado de la Escuela.

La velocidad máxima a la que puede trabajar es de 7000 *rpm*, el momento nominal máximo que puede soportar es de 20 *Nm* y el taladro máximo que se le puede realizar es de 28 *mm* de diámetro. Es por ello que este acoplamiento es perfectamente adecuado, ya que el eje del motor mide 24 *mm* de diámetro, y el eje de la bomba seleccionado, el modelo *E*, mide 17 *mm* de diámetro.

A continuación se adjuntan las vistas del acoplamiento proporcionadas por el fabricante, así como sus correspondientes medidas:

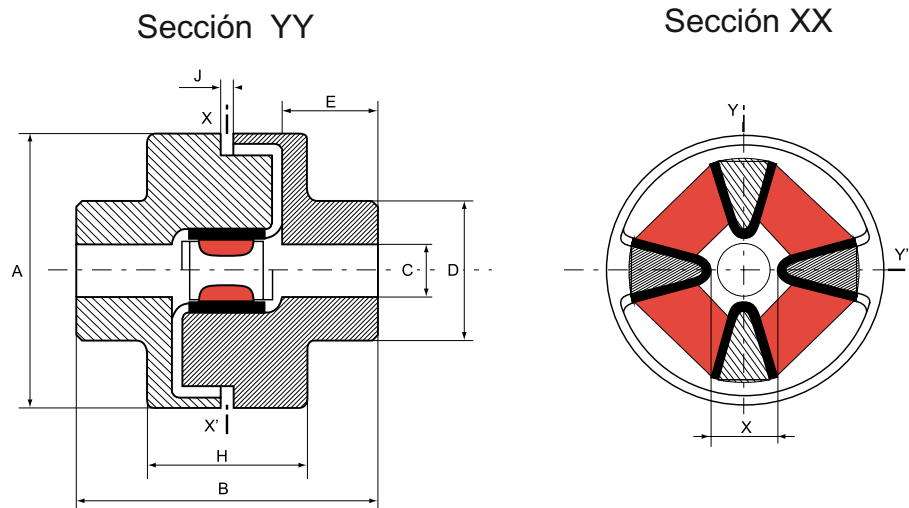


Figura 4.14 Vistas de dos secciones del acoplamiento.

Tabla 4.3 Medidas correspondientes a las cotas de la figura 4.14.

Cota	Medida (mm)
A	80
B	88
C máx.	28
D	48
E	30
H	40
J	4
X	28

4.5 Electroválvula TN-6

En este capítulo se seleccionará de un catálogo el elemento que precede al cilindro, una electroválvula encargada de dirigir el flujo de aceite. Según en qué posición se encuentre, hará que el cilindro trabaje a extensión o retracción, comunicando a su vez este movimiento a la pieza. El esquema hidráulico de la electroválvula es el que se muestra a continuación:

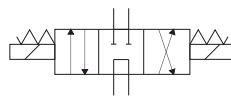


Figura 4.15 Representación esquemática de la válvula distribuidora de tres posiciones..

Se ha decidido emplear una válvula de tres posiciones del proveedor *Roquet* cuya referencia es 5 EV – P – 3 – D – 1 – C – 02 – C – 12, donde:

El tercer término, 3, son el número de posiciones de la válvula.

El quinto término, 1, es la forma de la corredera.

El sexto término, C, quiere decir que la válvula tiene cuatro vías: P, R, A y B.

El octavo término, C, implica que la válvula se acciona mediante corriente continua. Esto se ha decidido así por conveniencia con el sistema de control, el cual se desarrollará en el capítulo 5.

El noveno y último término, 12, es el voltaje con el que se alimentarán los solenoides de la válvula. De nuevo, esto se ha escogido así por conveniencia con el sistema de control.

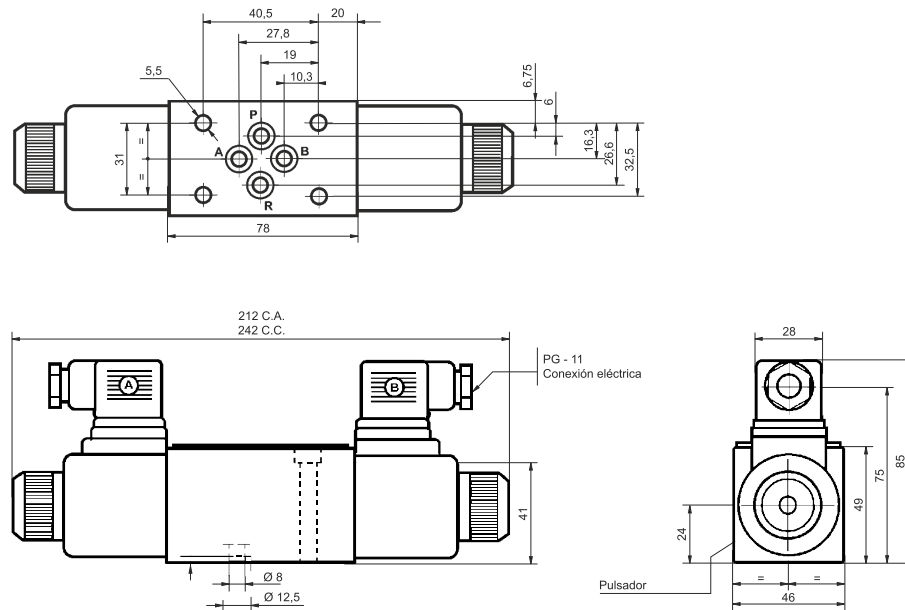


Figura 4.16 Vistas de la válvula acotadas extraídas del catálogo Roquet.

El funcionamiento y la complejidad de la válvula son bastante simples: Cuando el solenoide "A" está conectado, el cilindro está trabajando a extensión, y traccionando la pieza hasta que esta experimenta una fuerza de 9000 N. Cuando se alcanza dicho valor de fuerza, se desconecta el solenoide "A" y se conecta el solenoide "B". En esta posición el cilindro está trabajando a retracción, y la fuerza de tracción que se ejerce sobre la probeta va disminuyendo desde los 9000 N hasta los 900 N, donde de nuevo se conectará el solenoide "A". Cuando la válvula está en posición central, el aceite va a tanque y no se ejerce ninguna fuerza sobre la pieza. Los solenoides de la electroválvula son alimentados según dicte el programa del microcontrolador que se adjunta en el anexo 8.13.

4.5.1 Tiempo de reacción de la electroválvula

Roquet incluye en la ficha técnica de la válvula que se muestra en el anexo 8.13 el tiempo de reacción de la válvula. Vemos que este varía entre 20 y 60 ms cuando esta está conectada, por lo que se va a establecer un promedio de 50 ms de reacción cada vez que se activa cualquiera de los dos solenoides.

Puesto que en cada ciclo de carga se desplaza la válvula dos veces, y en total se realizan 20000 ciclos de carga, el valor de tiempo de ensayo obtenido en la ecuación 4.16 se verá algo incrementado, resultando en:

$$T_v = 0.05 \cdot \frac{2 \cdot 20000}{3600} = 0.6 \text{ horas} \quad (4.20)$$

Por tanto, el tiempo total de ensayo pasa a ser de 6.4 horas.

4.6 Filtros

Los filtros son elementos que, como su propio nombre indica, filtran el aceite cuando este pasa a través de ellos reteniendo las impurezas que puedan tener. Son un componente de vital importancia puesto que muchos de los fallos que tienen lugar en los circuitos hidráulicos son por la presencia de elementos externos.

A la hora de diseñar el sistema de filtraje de nuestro sistema, será necesario elegir correctamente tanto el número de filtros en el circuito, como la disposición de estos, y el nivel de filtraje que deben proporcionarnos. Con el fin de conseguir un diseño lo más optimizado posible, primero se analizarán los grados de limpieza que cada elemento del circuito hidráulico requiere, y a partir de esto se estudiarán las posibles disposiciones de los filtros.

4.6.1 Grado de limpieza requerido

En el caso de la electroválvula TN-6 (apartado 4.5) y de la válvula limitadora de presión (apartado 4.11), el grado de limpieza requerido según el fabricante es de 19/16/12. ISO 4406 ó RP70H o mejor.

En el caso del cilindro (apartado 4.1), el grado de limpieza requerido según el fabricante es de 19/16/12. ISO 4406 ó RP40H o mejor.

En el caso de la bomba (apartado 4.2), el grado de limpieza requerido según el fabricante es de 19/16/12. ISO 4406 ó RP70H o mejor.

Esta nomenclatura hace referencia al número de partículas admisibles para un diámetro de partícula dado. La norma ISO 4406 establece la siguiente clasificación para conocer la limpieza de un aceite u otros líquidos:

Número de partículas en 100 ml		Número de categorización ISO 4406 (1999)		
Más de	Menos de	> 4 $\mu\text{m}_{(c)}$	> 6 $\mu\text{m}_{(c)}$	> 14 $\mu\text{m}_{(c)}$
16000000	32000000	25	25	25
8000000	16000000	24	24	24
4000000	8000000	23	23	23
2000000	4000000	22	22	22
1000000	2000000	21	21	21
500000	1000000	20	20	20
250000	500000	19	19	19
130000	250000	18	18	18
64000	130000	17	17	17
32000	64000	16	16	16
16000	32000	15	15	15
8000	16000	14	14	14
4000	8000	13	13	13
2000	4000	12	12	12
1000	2000	11	11	11
500	1000	10	10	10
250	500	9	9	9
130	250	8	8	8
64	130	7	7	7
32	64	6	6	6
16	32	5	5	5

Figura 4.17 Nomenclatura del grado de limpieza de un aceite según las partículas que contenga y según la norma ISO 4406.

Así, un elemento que requiera un grado de limpieza 19/16/12 como es nuestro caso, quiere decir que requiere que haya: entre 250000 y 500000 partículas de diámetro > 4 μm , entre 32000 y 64000 partículas de diámetro > 6 μm y entre 2000 y 4000 partículas de diámetro > 14 μm .

4.6.2 Posibles disposiciones de los elementos filtrantes del sistema

En este apartado se van a exponer brevemente las distintas disposiciones posibles de los elementos filtrantes a lo largo del circuito. Se ha descartado desde un primer momento un aparato filtrante que trabaje paralelo al circuito extrayendo y devolviendo el aceite al tanque, ya que esto supone un gasto energético innecesario, siendo mucho más lógico en un circuito pequeño como el nuestro colocar algunos filtros repartidos por el circuito.

Como primera opción se considera colocar un coladero de succión a la entrada de la bomba, así como un filtro en la línea de impulsión, justo a continuación de la bomba, tal y como se muestra en la figura 4.18. Esta combinación permitiría hacer uso de un tanque abierto, ya que el filtro de succión limpiaría cualquier partícula que cayera en este. Las ventajas que presenta utilizar un tanque abierto son una sencilla evacuación del calor y evitar aumentos de presión en la cámara cerrada. Por otro lado, un filtro de succión no puede filtrar partículas demasiado pequeñas, pues si la caída de presión es muy grande, habría riesgo de cavitación en la bomba. En general, los filtros de succión suelen consistir en una malla metálica que filtra partículas de entre unos 60 y 200 μm . Como se acaba de ver en el apartado 4.6.1, la bomba tiene unos requisitos mucho

más estrictos, por lo que a menos que se encuentre un coladero de succión con una gran capacidad de filtraje, este diseño presentará una desventaja que puede ser problemática en la práctica. Por otro lado, cabe pensar que en caso de que el coladero de succión filtrara partículas lo suficientemente pequeñas, el filtro colocado en la línea de impulsión dejaría de ser útil ya que tendría casi todo el trabajo hecho. En este caso dicho filtro sería útil únicamente para retener cualquier partícula que se desprenda en la bomba.

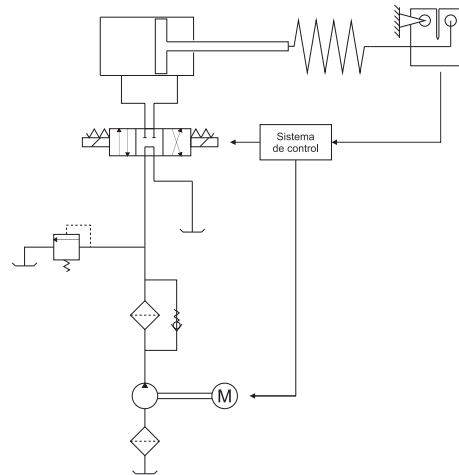


Figura 4.18 Opción 1.

Con el fin de solucionar los puntos débiles que presenta este primer diseño, se plantea añadirle un filtro en la línea de retorno, como se muestra en la figura 4.19. Esto permitiría retirar de la circulación cualquier partícula que se haya visto desprendida en la electroválvula o el cilindro, y reduciría la carga de trabajo del filtro de succión. Por el contrario, con esta disposición estamos sobredimensionando el nivel de filtrado del sistema, ya que tres filtros son excesivos para tan pocos elementos hidráulicos.

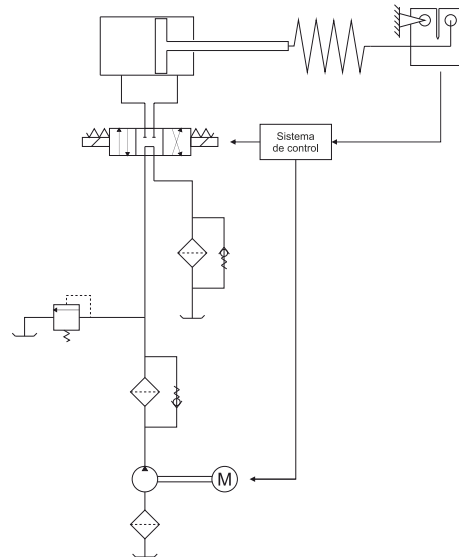


Figura 4.19 Opción 2.

Visto que el filtro de succión resulta prácticamente prescindible, se rediseña una vez más el sistema de filtrado obteniéndose el que se muestra en la figura 4.20. En él, se ha retirado el filtro en la entrada de succión, y se sustituye su función por el filtro de la línea de retorno sumado a un tanque que esté cubierto y evite la entrada de partículas, pero que a su vez permita disipar el calor y no provoque aumentos de presión. Además, en caso de que salte la válvula de seguridad, no sería necesario que ese aceite que va a tanque pase por un filtro, pues viene justo de la línea de impulsión donde acaba de ser filtrado. Puesto que este diseño optimiza

la limpieza del aceite minimizando los filtros necesarios, y puesto que no hay muchas más disposiciones posibles (es un circuito relativamente pequeño), este último será el diseño seleccionado.

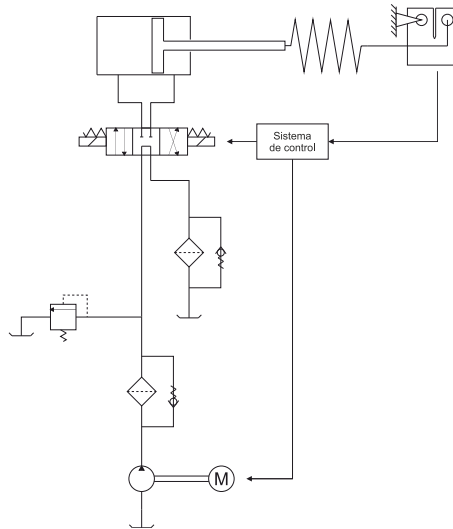


Figura 4.20 Opción 3.

4.6.3 Filtro en la línea de impulsión

El filtro que se colocará en la tubería principal de impulsión, justo a continuación de la bomba, será el que llamaremos filtro 1 a partir de ahora. El esquema hidráulico del primer filtro es el que se muestra a continuación:

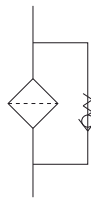


Figura 4.21 Representación esquemática del filtro en la línea de impulsión.

Vemos que en paralelo llevará una válvula de by-pass tipo antirretorno, la cual se coloca para no saturar el sistema en caso de que el filtro se vea colmado. El filtro se ha seleccionado de manera que esta válvula forme parte del mismo, ya que de lo contrario, pueden ocurrir dos cosas: En primer lugar, no colocar una válvula by-pass, resultando en que el filtro al colmarse empiece a actuar como un bloqueo en el sistema y aumente la presión hasta que salte la válvula de seguridad, interrumpiendo el ensayo. En segundo lugar, y si decidiéramos colocar una válvula by-pass independiente, tendríamos que realizar un montaje de una complejidad innecesaria.



Figura 4.22 Imagen real del filtro 1.

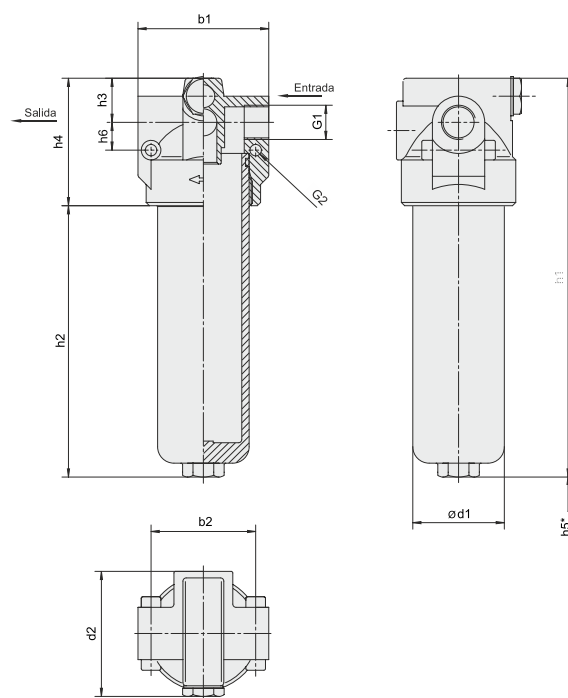


Figura 4.23 Vistas acotadas del filtro en la línea de impulsión.

Tabla 4.4 Dimensiones del filtro de la figura 4.23.

Cota	Medida (mm)
b1	80
b2	64
d1	56
d2	76.5
h1	157
h2	79
h3	27
h4	78
h5	60
h6	17
G2	7

Para el filtro en el canal de impulsión se ha seleccionado un filtro de presión media del fabricante *STAUFF*, distribuido en Sevilla a través de la compañía *E.R.Hidraulica*. El modelo seleccionado tiene por código del catálogo *SMPF – 015 – E – 5 – B – T – G08 – B – V/X*, donde:

El primer término, *SMPF*, corresponde al tipo de filtro. En nuestro caso, filtro de presión media, pero puesto que esta presión para el fabricante es de 100 bar, a nosotros nos vale en nuestra línea de alta presión.

El segundo término, 015, indica que el caudal nominal del filtro es de 60 l/min. Este caudal mide el flujo con el que dimensionó el filtro, con lo cual para caudales inferiores nos encontraremos del lado de la seguridad.

El tercer término, *E*, corresponde al material del filtro, en nuestro caso de tela no tejida de fibra de vidrio, para poder garantizar un filtrado de un diámetro mínimo de partículas.

El cuarto término, 5, es el diámetro más pequeño que se podrá llegar a filtrar, en *vm*.

El quinto término, *B*, es el material de la junta, NBR (Buna®).

El sexto término, *T*, hace referencia a que el filtro debe montarse en una tubería.

El séptimo término, *G08*, es la conexión del filtro, BSP, 1/2.

El octavo término, *B*, hace referencia a la válvula by-pass que lleva incorporado el filtro para evitar fallos y que el flujo siga circulando en caso de que el filtro se vea colmado.

El noveno término, V , implica que el filtro tiene un indicador de suciedad óptico, para orientar al encargado del mantenimiento de la máquina de cuándo limpiarlo. Este indicador consiste en indicar una presión para la cual es conveniente limpiar el filtro.

El décimo y último término, X , es el número de serie del filtro, y lo proporcionaría el proveedor.

A continuación se muestra

4.6.4 Filtro en la línea de retorno

El segundo filtro se colocará en el canal de retorno del circuito, justo a continuación de la salida R de la electroválvula. Se ha decidido así para limpiar el aceite de cualquier partícula que haya podido desprenderse a lo largo del circuito. Por el contrario, no se colocará un filtro de este tipo tras la válvula de seguridad, pues si esta se activara, el aceite ya estaría recién filtrado gracias al filtro de impulsión que se ha visto en el apartado anterior. El esquema hidráulico del segundo filtro es el que se muestra a continuación:

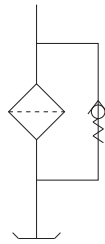


Figura 4.24 Representación esquemática del filtro en la línea de retorno.

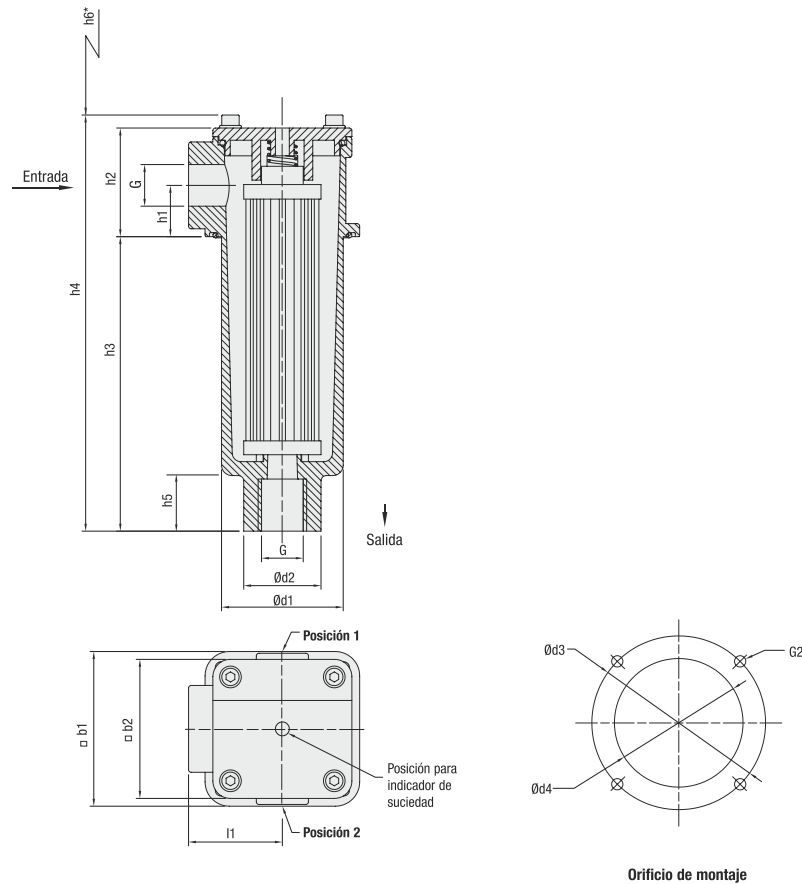


Figura 4.25 Vistas acotadas del filtro en la línea de retorno.

Tabla 4.5 Dimensiones del filtro de la figura 4.25.

Cota	Medida (mm)
h1	29.5
h2	62.5
h3	163.5
h4	233.5
h5	28
h6	210
b1	89
b2	80
d1	70
d2	44.5
d3	100
d4	74
I1	54
G2	M6 o 1/4 UNC

**Figura 4.26** Imagen real del filtro 2.

Para el filtro en el canal de impulsión se ha seleccionado un filtro de presión media del fabricante *STAUFF*, distribuido en Sevilla a través de la compañía *E.R.Hidráulica*. Este filtro incorpora una válvula bypass en paralelo, de una presión nominal de 3 bar. La presión máxima de servicio que soporta el filtro es de 25 bar, valor sobradamente aceptable para nuestro canal de retorno. La carcasa del filtro es completa de aluminio, y las juntas están hechas de NBR. Además, el modelo seleccionado posee un indicador de la suciedad del aceite en forma de manómetro cuyo funcionamiento se explica en el anexo 8.19. El modelo seleccionado tiene por código del catálogo *RFA – 030 – G – 05 – B – G08 – V – 0 – 0 – sin/X*, donde:

El primer término, *RFA*, corresponde al tipo de filtro. En nuestro caso, filtro de retorno.

El segundo término, 030, indica que el caudal nominal del filtro es de 30 l/min. Este caudal mide el flujo con el que dimensionó el filtro, con lo cual para caudales inferiores nos encontraremos del lado de la seguridad.

El tercer término, *G*, corresponde al material del filtro, en nuestro caso de tela no tejida de fibra de vidrio, para poder garantizar un filtrado de un diámetro mínimo de partículas.

El cuarto término, 05, es el diámetro más pequeño que se podrá llegar a filtrar, en *mm*.

El quinto término, *B*, es el material de la junta, NBR (Buna®).

El sexto término, *G08*, es la conexión del filtro, BSP 1/2.

El séptimo término, *V*, implica que el filtro tiene un indicador de suciedad óptico, para orientar al encargado del mantenimiento de la máquina de cuándo limpiarlo. Este indicador consiste en indicar una presión para la cual es conveniente limpiar el filtro.

El octavo término, 0, puesto que el indicador de suciedad es óptico, encontramos un tapón de cierre.

El noveno término, 0, indica que el cubo de filtración de salida es estándar, esto es, sin rosca.

El décimo término, *sin*, implica que no existe conexión para el aceite de fuga.

El undécimo y último término, *X*, es el número de serie del filtro, y lo proporcionaría el proveedor.

Tras aplicar estos cambios en el sistema de filtrado del circuito, el esquema hidráulico quedaría como se muestra en la figura 4.27:

función de la localización de los distintos elementos. Como se puede ver en el apartado 4.9, la longitud total aproximada es de unos 6 metros.

4.7.3 Uniones

Una vez seleccionadas las tuberías, procedemos a seleccionar las uniones entre estas y los distintos elementos hidráulicos. En total necesitaremos racores, adaptadores de diámetros o divisores de caudal. En la figura 4.28 se han señalado los distintos elementos de unión del circuito. Podemos observar en la leyenda adjunta como en total son necesarios seis tipos de racores diferentes y un divisor de caudal.

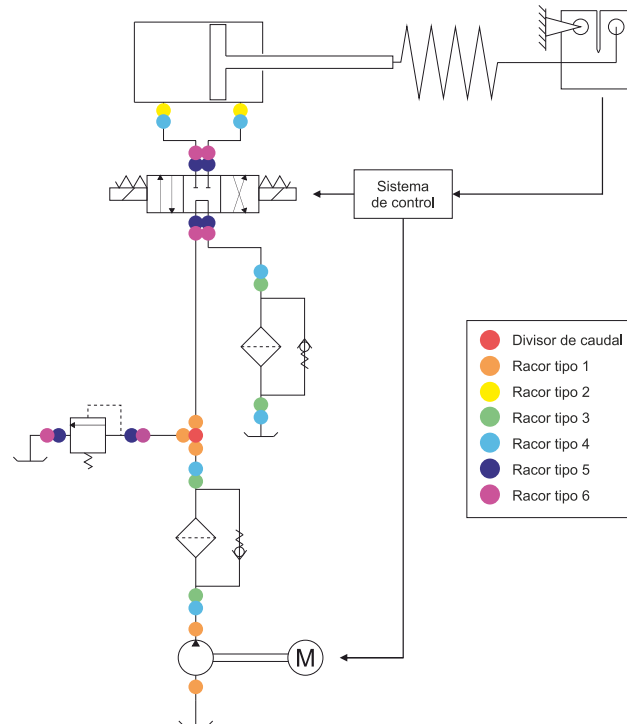


Figura 4.28 Señalización de los distintos racores en el circuito hidráulico con su correspondiente leyenda.

En primer lugar, se selecciona el divisor de caudal marcado por el punto rojo. Se ha seleccionado un divisor de caudal del proveedor *Hydroven*, el cual es distribuido en Sevilla por la misma compañía que distribuye los filtros, *E.R.Hidraulica*. Este divisor tiene por código identificativo *DEQ – 10*, y tiene las dimensiones y forma que se muestran a continuación:

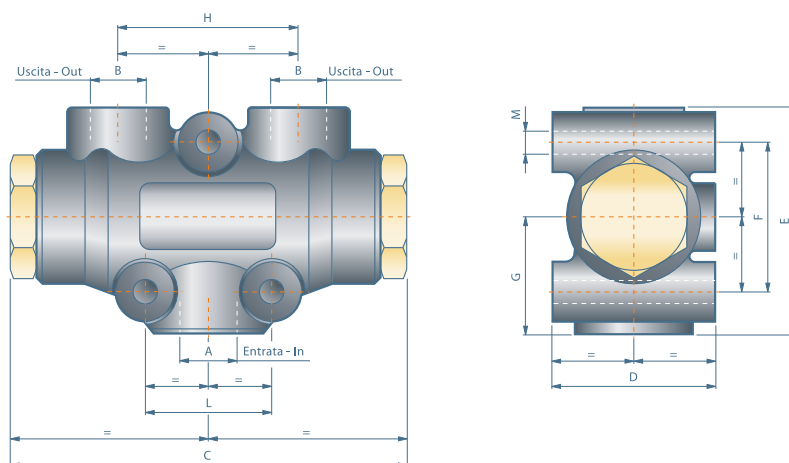


Figura 4.29 Vistas del divisor de caudal seleccionado con sus correspondientes cotas.

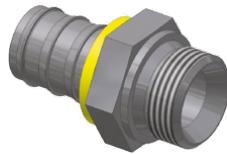
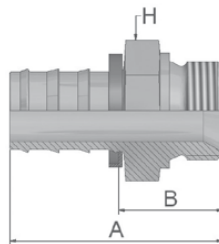
Tabla 4.6 Dimensiones del divisor de caudal. Cotas correspondientes a la figura 4.29.

Cota	Medida (mm)
A	3/8"
B	3/8"
C	117
D	48
E	68
F	45
G	35
H	53
L	40
M	7

El fabricante recomienda para este modelo un caudal de entre 3 a 6 l/min, y que no circulen a través de él líquidos con presiones superiores a 250 bar. En el anexo ?? se incluye la ficha técnica del divisor de caudal con otros datos de interés.

Todos los racores y adaptadores del sistema pertenecen al fabricante *Parker*. Además, y como se vio en profundidad en el apartado anterior, el diámetro interior de las tuberías debía ser del orden de 1 cm, es por ello que se decidió que el diámetro interior de las tuberías fuera de 3/8", con el fin de poder utilizar adaptadores compatibles con este diámetro, y poder a su vez adquirir las mangueras del mismo fabricante. En el anexo ?? se incluyen algunas fichas técnicas o datos de interés extraídos del catálogo del fabricante de estos racores.

Los elementos señalados en naranja corresponden a un racor el cual por un lado es un terminal Push-Lock y por el otro es una rosca macho cilíndrica 3/8". Estos racores son necesarios en la entrada y las salidas del divisor de caudal, así como en la entrada y la salida de la bomba. El modelo seleccionado tiene por referencia 3D982 – 6 – 6, se necesitarán 5 en total, y tienen la siguiente forma y medidas:

**Figura 4.30** Racor tipo 1.**Figura 4.31** Vista acotada del racor tipo 1.

donde $A = 45 \text{ mm}$, $B = 23 \text{ mm}$, y $H = 22 \text{ mm}$.

Los elementos señalados en amarillo son unos codos de 90° que por ambos lados son roscas macho 3/8". Estos elementos resultaban muy convenientes en el cilindro por el montaje mecánico, ya que asumiendo una pequeña pérdida de carga debido al codo, nos permiten que las tuberías no interfieran con la estructura. Su referencia es WEE10SRMDCF, se necesitarán 2 en total, y su esquema se muestra a continuación:



Figura 4.32 Racor tipo 2.

Los elementos señalados en verde son unos adaptadores de rosca 1/2" a rosca 3/8", necesarios en las entradas y salidas de los dos filtros. Como se puede ver en la figura 4.33, el extremo de rosca 1/2" es macho ya que los elementos a los que se conectan, esto es, los filtros, son hembra 1/2" en su conexión. El otro extremo es también macho, en este caso de rosca 3/8", por lo que el terminal que lo conecte a las tuberías deberá ser hembra. La referencia de estos elementos es 8 – 6HMK4S, se necesitarán 4 en total, y su esquema se muestra a continuación:



Figura 4.33 Racor tipo 3.

Los elementos señalados en azul claro son racores los cuales en un extremo son hembra de rosca 3/8" y en el otro extremo poseen un terminal push-lock. Como puede verse en la figura 4.28, estos racores son necesarios para conectar los adaptadores de diámetro de los filtros y los codos adaptadores del cilindro a las tuberías, ya que son los elementos que necesitaban un adaptador. La referencia de estos elementos es 39282 – 6 – 6, se necesitarán 6 en total, y a continuación se muestra un esquema de los mismos:



Figura 4.34 Racor tipo 4.

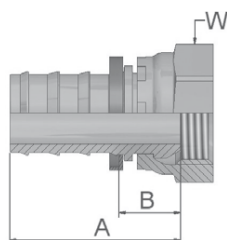


Figura 4.35 Vista acotada del racor tipo 4.

donde $A = 37 \text{ mm}$, $B = 14 \text{ mm}$, y $H = 19 \text{ mm}$.

Los elementos señalados en azul marino son adaptadores de M12 a M16, ya que tanto la electroválvula como la válvula limitadora tienen esta entrada, la cual no se corresponde con el diámetro de tubería requerido, sino con uno más pequeño. Las roscas tienen por referencia GR16/12SCFX, se necesitarán 6 en total, y a continuación se muestra su esquema:



Figura 4.36 Racor tipo 5.

Los elementos señalados en morado corresponden a un racor el cual por un lado es un terminal Push-Lock y por el otro es una rosca hembra M16. El modelo seleccionado tiene por referencia 35C82 – 10 – 6B, se necesitarán 6 en total, y a continuación se muestra un esquema del mismo:

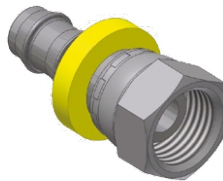


Figura 4.37 Racor tipo 6.

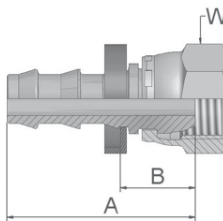


Figura 4.38 Vista acotada del racor tipo 6.

donde $A = 38 \text{ mm}$, $B = 15 \text{ mm}$, y $H = 19 \text{ mm}$.

4.8 Aceite

Los proveedores de los distintos elementos hidráulicos recomiendan elegir un aceite entre tres posibilidades: HM, HV o HG, según cual convenga más para el circuito en cuestión. Para averiguar cual de ellos es el más adecuado en nuestro caso, se deben consultar las normas ISO 6743, ISO 6273, e ISO 11158.

Finalmente, el más adecuado resultar ser el aceite HM, puesto que su uso está pensado para "Sistemas hidráulicos generales que incluyen componentes altamente cargados", mientras que los otros dos presentan características útiles para otras condiciones no aplicables a nuestro caso. El aceite HM es incompresible, no es inflamable o corrosivo, es químicamente inerte y hace las veces de refrigerador del sistema, entre otras cualidades.

Se adjunta en el anexo 8.14 la ficha técnica de este aceite del proveedor *Cepsa*. En él puede observarse como hay distintas gamas dentro del mismo aceite HM en función de su viscosidad cinemática. Para nuestra máquina hidráulica se utilizará el de $\nu = 32 \text{ cSt}$, ya que, por ejemplo, es la viscosidad que *Roquet* emplea en sus catálogos para calcular las caídas de presión a través de los distintos elementos.

4.9 Montaje hidráulico

A continuación se muestra el montaje definitivo en SolidWorks del sistema hidráulico completo:

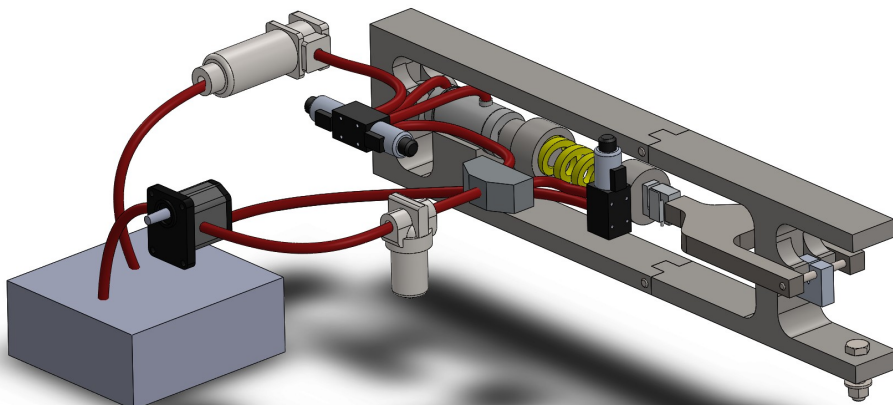


Figura 4.39 imagen del montaje completo de la máquina hidráulica.

Este montaje es una representación relativamente esquemática, ya que hay que tener en cuenta que todo este sistema deberá ir sujeto a una estructura probablemente metálica, y en función de ello colocar una serie de bridas o sujeciones que sujeten los distintos elementos a esta. Además, todo el sistema de control, el cual se desarrolla en el siguiente capítulo, no está representado por comodidad.

4.10 Pérdidas del circuito

Una vez dimensionado el cilindro, se calcularán las pérdidas de presión que tienen lugar en el circuito. Esto debe hacerse ya que la presión del aceite en el sistema justo a continuación de la bomba va disminuyendo a medida que este avanza por el circuito. Estas pérdidas son básicamente las caídas de presión asociadas a los diferentes componentes del circuito hidráulico, a las pérdidas que tienen lugar a lo largo de las tuberías, y a aquellas debidas a codos, estrechamientos, o cualquier irregularidad en el trayecto del aceite. La máxima presión que habrá en la cámara del cilindro será la asociada a la máxima fuerza que debe ejercer el pistón sobre la probeta, la cual es:

$$P_{max} = \frac{F_{max}}{A_{max}} = \frac{F_{max}}{A_{cap}} = \frac{9000 \text{ N}}{0.00312 \text{ m}^2} = 28.9 \text{ bar} \quad (4.23)$$

A partir de este valor tendrán que sumarse todas las pérdidas de presión localizadas para poder estimar a qué presión debe tararse la válvula de seguridad, y a su vez constatar que la bomba puede proporcionar dicha presión.

4.10.1 Electroválvula TN-6

Se debe consultar el gráfico 4.40, proporcionado por el proveedor *Roquet*, para cuantificar la pérdida de presión que sufre el fluido al pasar a través de la electroválvula TN-6. En nuestro caso, las curvas a consultar son las nº 1, 2 y 3. Vemos que para valores de caudal inferiores a los 10 l/min, esta pérdida de presión es de 1 bar o incluso inferior, por lo que se considerará este valor a efectos de cálculos, independientemente de la posición de la válvula. Cabe mencionar que este gráfico representa la caída de presión en función del caudal

para un aceite de viscosidad cinemática 32 *cSt*. Tal y como se explicó en el apartado 4.8, este es el principal motivo por el que se escogió esta viscosidad y no otra como podría ser 46 *cSt*, un valor típico también, con el objetivo de obtener valores lo más aproximados posibles.

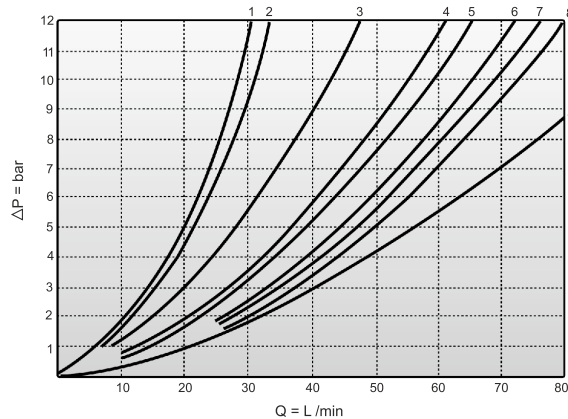


Figura 4.40 Pérdida de presión a través de la electroválvula TN-6 en función del caudal.

4.10.2 Filtro en la línea de presión

En el gráfico 4.42 se puede consultar la pérdida de carga en función del caudal para el filtro de la línea de impulsión. En nuestro caso, para un caudal de 6 *l/min* redondeando, esta pérdida de carga es inferior a 0.1 *bar*. En caso de que el filtro se vea colmado, el filtro deberá vencer la fuerza del resorte de la válvula bypass, lo cual implica una pérdida de carga considerablemente superior. En el caso del filtro de la línea de impulsión, la presión que se debe vencer es de 3 *bar*.

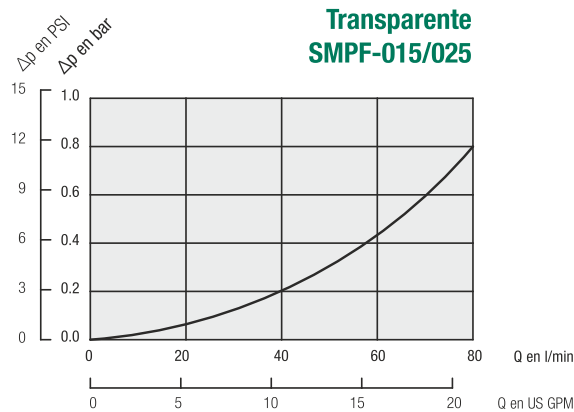


Figura 4.41 Caída de presión a través del filtro de la línea de impulsión en función del caudal.

4.10.3 Filtro en la línea de retorno

En el gráfico 4.42 se puede consultar la pérdida de carga en función del caudal para el filtro de la línea de retorno. En nuestro caso, para un caudal de 6 *l/min* redondeando, esta pérdida de carga es inferior a 0.1 *bar*.

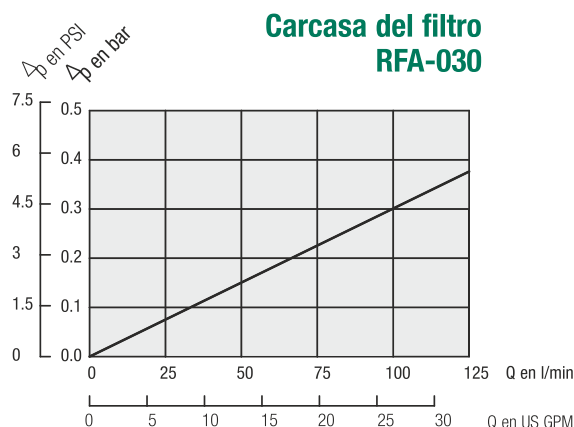


Figura 4.42 Caída de presión a través del filtro de la línea de retorno en función del caudal.

En caso de que el filtro se vea colmado, el filtro deberá vencer la fuerza del resorte de la válvula bypass, lo cual implica una pérdida de carga considerablemente superior. Por ello es que se buscará que esta situación no tenga lugar. En el gráfico 4.43 se muestra la magnitud de dicha pérdida de presión en función del caudal. Para el caso particular de 6 l/min, será de aproximadamente 8 bar.

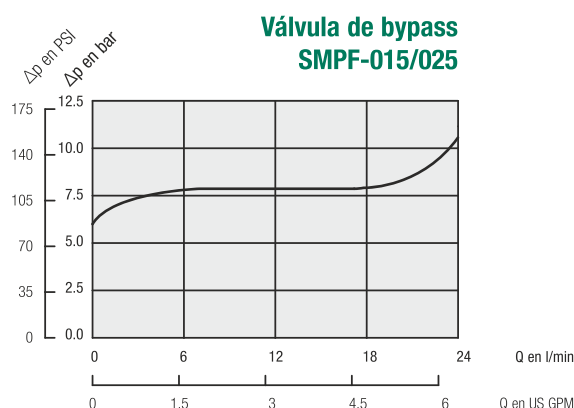


Figura 4.43 Caída de presión a través de la válvula bypass del filtro 2 en función del caudal.

4.10.4 Tuberías

Para calcular las pérdidas de presión a través de la tubería se hará uso de la ecuación de Darcy-Weisbach

$$\Delta p = \frac{f}{10} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4.24)$$

donde

Δp es la diferencia de presión entre los dos puntos en *bar*.

L es la longitud del tramo de tubería en *m*

D es el diámetro de la tubería en *m*

v es la velocidad que lleva el fluido en *m/s*

g es la gravedad (9.81 m/s^2)

f es un coeficiente que depende de la rugosidad relativa del conducto y del número de Reynolds, y que se calcula de maneras diferentes en función de si el régimen es turbulento o laminar. Para hacernos una idea del orden del número de Reynolds y poder clasificar el flujo en las tuberías como laminar, es necesario saber la velocidad del aceite en las tuberías, así como el diámetro de las mismas. Fijando el caudal como 5.76 l/min, podemos ir convergiendo a una solución.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{1.35 \text{ m/s} \cdot 0.0095 \text{ m}}{32 \text{ cst}} = 400 \quad (4.25)$$

Puesto que se trata de un régimen laminar, el factor de fricción f se puede aproximar como:

$$f = \frac{64}{Re} = 0.16 \quad (4.26)$$

Si redondeamos la longitud total de tuberías a unos 6 metros en total, la pérdida de presión total en el circuito será de 0.94 bar.

4.10.5 Pérdidas localizadas en las tuberías

Además de las pérdidas de presión debidas a la rugosidad de las tuberías, existirán unas caídas de presión debidas a los codos en las mismas. Puesto que el radio de todos los codos del sistema es el mínimo que el fabricante recomienda, 6 cm, solo tendremos que contar el número de codos totales y sumar las pérdidas correspondientes a todos ellos. Consultando la tabla 8.16 para un radio de 65 mm, obtenemos una longitud equivalente de 1.28 metros. Puesto que hay 7 codos en total, la longitud total equivalente será de 8.96 metros. Utilizando la fórmula vista justo en el apartado anterior, la caída de presión debida a todos los codos será de 1.41 bar

4.10.6 Pérdidas localizadas en los elementos de unión de las tuberías

En este subapartado se va a calcular la caída de presión total debida a todos los racores del sistema vistos en el apartado 4.7.3. Hay un total de 30 racores repartidos a lo largo del circuito, y que cada uno supondrá una pérdida de carga dada por la fórmula:

$$\Delta p = K \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 = K \cdot \frac{1}{2} \rho \frac{Q^2}{A_t^2} = K \cdot 796 \text{ bar} \quad (4.27)$$

donde:

Δp es la pérdida de presión a través del elemento en cuestión en Pa.

K es un coeficiente adimensional que depende del tipo de elemento del sistema, ya que no supondrá la misma pérdida de carga un estrechamiento que un codo, por ejemplo. Conviene mencionar que los valores del coeficiente K pueden variar en función del autor consultado.

v es la velocidad que lleva el fluido en la tubería, calculada en el apartado 4.7.2.

g es la gravedad (9.81 m/s^2).

Q es el caudal que aporta la bomba en m^3/s .

A_t es el área interior de las tuberías en m^2 .

A continuación se incluye un esquema donde se señala con números cada zona crítica para organizar el cálculo de las pérdidas de cada zona en concreto.

FIGURA ZONAS

En la zona 1 tiene lugar un leve ensanchamiento, ya que el diámetro del interior del filtro es de 1/2", mientras que el de todas las tuberías es de 3/8" por defecto. Igualmente, a la salida del filtro habrá de nuevo un estrechamiento de la misma magnitud. Para este supuesto, se tiene que:

$$K_1 = \frac{0.8 \cdot \sin(\theta/2)}{\tau^4} \quad (4.28)$$

donde

θ es el ángulo mediante el cual se hace la transición de un diámetro al otro, y que en nuestro caso es 60° .

$\tau = \frac{d_1}{d_2}$, donde d_1 es el diámetro más pequeño, en nuestro caso 3/8", y d_2 es el diámetro mayor, en nuestro caso 1/2". Puesto que τ es adimensional, podemos realizar los cálculos con estas medidas en pulgadas.

Sustituyendo y realizando los cálculos, obtenemos que $K_1 = 1.26$. Teniendo en cuenta que en la zona 1 tiene lugar un ensanchamiento y a continuación un estrechamiento, las pérdidas de esa zona, a las que hemos denominado Δp_1 serán:

$$\Delta p = (K_1 + K_1) \cdot 0.00796 = 0.02 \text{ bar} \quad (4.29)$$

En la zona 2 tiene lugar una bifurcación, pero cuyo diámetro interno es igual al de las tuberías, por lo que no hará falta tener en cuenta un estrechamiento o ensanchamiento. En el caso de una bifurcación cuyo ángulo es prácticamente 0° (consultar figura 4.29), el coeficiente K será:

$$K_2 = 30 \quad (4.30)$$

por lo que, tanto en la línea que va a la válvula limitadora de presión como en la que sigue en dirección al cilindro tendremos una pérdida de carga de

$$\Delta p = (K_2) \cdot 0.00796 = 0.24 \text{ bar} \quad (4.31)$$

En la zona 3 tiene lugar la situación contraria a la que ocurre en la zona 1, ya que primero tiene lugar el estrechamiento, y luego el ensanchamiento. Pese a ello, el proceso de cálculo de las pérdidas es muy similar, siendo K:

$$K_3 = \frac{2.6 \cdot \sin(\theta/2)}{\tau^4} \quad (4.32)$$

donde θ y τ toman los mismos valores que antes, quedándonos así $K_3 = 2.91$, por lo que:

$$\Delta p = (K_3 + K_2) \cdot 0.00796 = 0.05 \text{ bar} \quad (4.33)$$

Por último, en la zona 4 nos encontramos con un codo de 90° . En este caso no hay estrechamiento ya que de nuevo el diámetro de entrada al cilindro es igual al diámetro interno de las tuberías. Por ello, el coeficiente K_4 y la pérdida de presión debido a este elemento serán:

$$K_4 = 40 \quad (4.34)$$

$$\Delta p = (K_4) \cdot 0.00796 = 0.32 \text{ bar} \quad (4.35)$$

4.10.7 Suma de todas las pérdidas del circuito

Recapitulando, las pérdidas de presión totales del sistema son:

1 bar debido a la electroválvula.

0.1 bar debido al filtro en la línea de presión, o bien 3 bar si este se ve colmado.

1 bar debido a las pérdidas de todos los tramos de tuberías.

1.4 bar debido a las pérdidas de todos los codos de las propias tuberías.

0.63 bar debido a todos los racores.

lo que supone unas pérdidas totales de 4.13 bar. Teniendo en cuenta que la presión máxima que se experimenta en la cámara del cilindro es de 28.9 bar, tal y como se calculó en la ecuación 4.5, la presión que deberá suministrar la bomba será:

$$P_{bomba} = P_{max} + \Delta p_{tot} = 28.9 + 4.13 = 33.1 \text{ bar} \quad (4.36)$$

por lo que habrá que tarar la válvula limitadora a:

$$1.1 \cdot P_{bomba} = 37 \text{ bar} \quad (4.37)$$

Por último, y antes de cerrar este apartado, con el cual se cerrarían los cálculos del sistema hidráulico también, es necesario comprobar que todos los elementos son capaces de soportar esta presión máxima. En el caso de toda la línea de impulsión, el elemento que soporta la menor carga máxima son las tuberías, y estas soportan 63 bar. En el caso de la línea de retorno, el elemento que soporta la menor presión máxima es el filtro, el cual soporta 25 bar.

4.11 Válvula limitadora de presión

La válvula limitadora de presión, o válvula de seguridad, es un componente hidráulico que, como su propio nombre indica, garantiza la seguridad del sistema evitando que haya una sobrepresión.

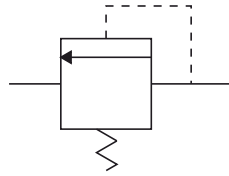


Figura 4.44 Representación esquemática de la válvula de seguridad.

La línea discontinua es una línea de pilotaje de la presión del sistema que, si supera un determinado valor establecido, la válvula se abre venciendo la fuerza del muelle y el flujo de aceite va a tanque, relajando las presiones dentro del sistema. La válvula estará tarada un 10 % por encima de la presión máxima que puede tener lugar en el circuito, es decir, la calculada en el apartado 4.10 tras sumar todas las pérdidas que van teniendo lugar hasta la cámara del cilindro.

Se ha seleccionado una válvula del fabricante *Roquet* llamada válvula de secuencia. Esta válvula es adecuada para el rango de presiones en el que trabajamos, el tipo y grado de limpieza del aceite, y la viscosidad y temperaturas de trabajo. En el anexo 8.11 se incluye la ficha técnica de dicha válvula. A continuación se muestran las vistas acotadas de la válvula así como una imagen real de esta:

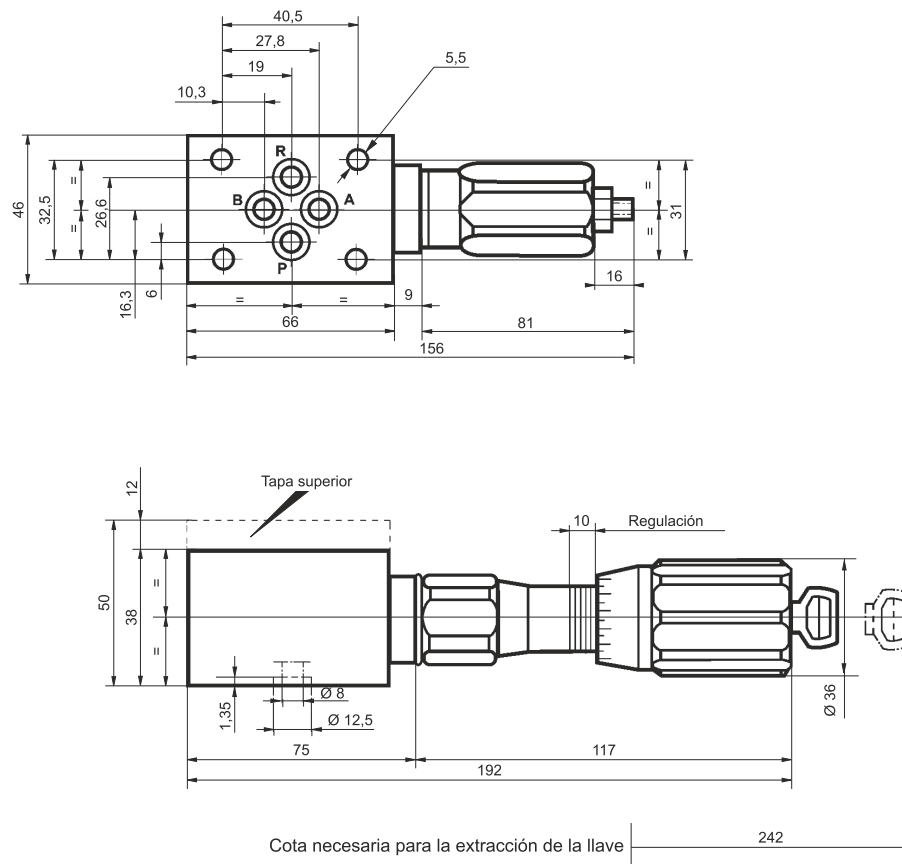


Figura 4.45 Vistas acotadas de la válvula limitadora de presión seleccionada, proporcionado por el fabricante *Roquet*.

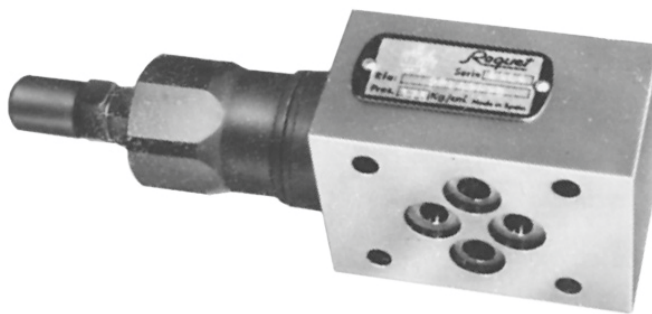


Figura 4.46 Imagen real de la válvula limitadora de presión del sistema.

En cuanto al taraje de la válvula, hay alguna en las que puede elegirse cualquier valor, pero en el caso de esta válvula el proveedor ofrece una serie de posibles valores en función del caudal. Puesto que uno de ellos es precisamente un 10% superior a la presión máxima que se calcula que habrá en el circuito, esta válvula es adecuada. En el gráfico 4.47 se muestran todos los posibles tarajes en función del caudal. Nuestra curva será la segunda, es decir, de unos 45 bar, para un caudal de unos 6 l/min aproximadamente.

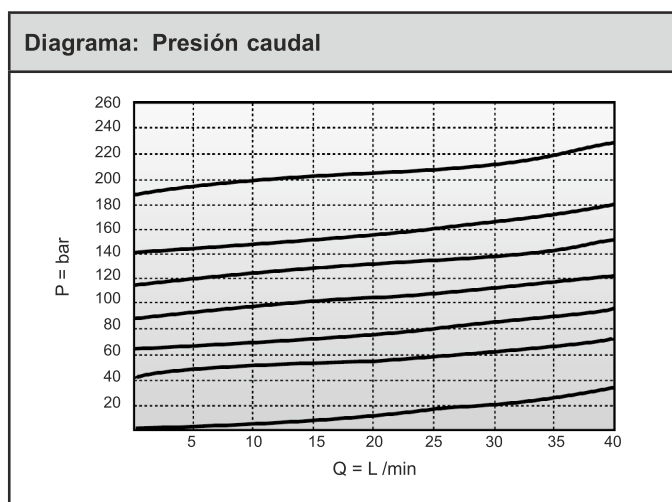


Figura 4.47 Gráfico que muestra los distintos valores de presión para los cuales se acciona la válvula de seguridad, proporcionado por el fabricante *Roquet*.

4.12 Tanque

El tanque del circuito hidráulico no sirve solo para almacenar el aceite que sale del circuito y alimentar la bomba, sino que puede aprovecharse para otros fines provechosos para el circuito, como puede ser la disipación de calor o la limpieza del aceite mediante deposición de las partículas.



Figura 4.48 Representación esquemática del tanque..

Se ha decidido optar por un tanque despresurizado (es decir, abierto a la atmósfera) con el fin de no aumentar excesivamente la presión dentro del mismo, y puesto que esto actuará como refrigerante del sistema. Sin embargo, poseerá una cubierta que evite que penetre la suciedad del aire, así como polvo y partículas. En cuanto al volumen total del tanque, por recomendación del fabricante se ha establecido que sea del orden de 2 o 3 veces el caudal. Esto favorece que el aceite pueda refrigerarse durante unos 2 o 3 minutos. Es decir,

nuestro tanque tendrá un volumen aproximado de unos 15 *litros*, a menos que algún requerimiento del canal de aspiración u otro requiera modificarlo.

5 Grupo de control automático

En este apartado...

5.1 Célula de carga

La célula de carga es el elemento que comunica al sistema de control la fuerza que está experimentando la probeta en tiempo real. Así, el sistema de control puede revertir la dirección del pistón cuando la fuerza alcanza su valor máximo o mínimo.

Los proveedores que fabrican estos elementos son muchos, y no es difícil encontrar modelos que soporten 9000 N y fuerzas de valor superior. Finalmente se ha escogido un modelo de la marca Siemens, de nombre WL250, siendo el modelo exacto 7MH5105-4AD00, que es la célula con una carga nominal de 1 Tm .

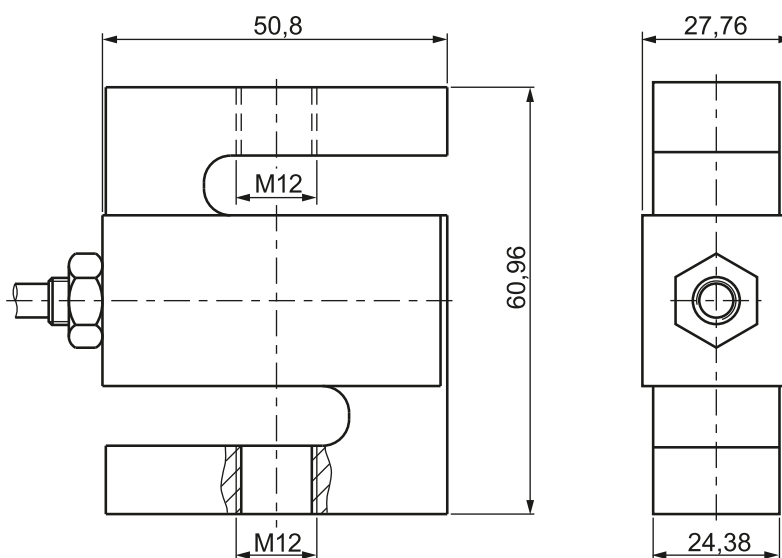


Figura 5.1 Plano célula de carga Siemens WL250.

Los siguientes datos de la célula de carga están extraídos de su ficha técnica (adjunta en el anexo 8.21) y serán los necesarios para configurarla junto al sistema de control.

$$\begin{aligned} \text{Capacidad nominal : } E_{\max} &= 1\text{ Tm} \\ \text{Carga máxima de trabajo : } L_u &= 150\% E_{\max} \\ \text{Valor de división : } V_{\min} &= E_{\max}/1000 \\ \text{Tensión de alimentación : } U_{Sr} &= 5 \dots 12\text{ V} \\ \text{Sensibilidad nominal : } S &= 3\text{ mV/V} \end{aligned} \tag{5.1}$$

La carga máxima de trabajo que puede soportar la célula es $L_u = 1,5 \text{ Tm} \approx 15000 \text{ N}$, por lo que es perfectamente adecuada para nuestro ensayo.

El valor de división, $V_{min} = E_{max}/1000 \approx 10 \text{ N}$, es la diferencia entre los valores correspondientes a dos trazos sucesivos, es decir, el cambio de fuerza de entrada que tiene que producirse para que la célula varíe la señal de salida.

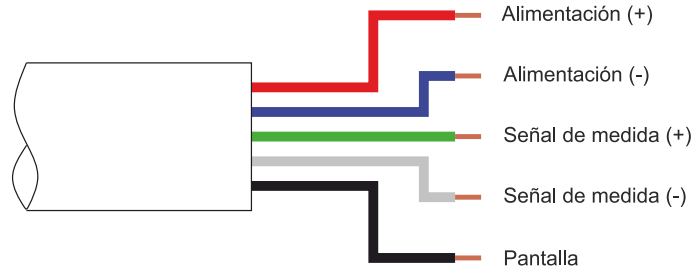


Figura 5.2 Salidas Siemens WL250.

La figura 5.2 muestra los cables de la salida de la célula de carga: dos de alimentación (V_c y GND), dos de señal (positivo y negativo) y un último cable para una pantalla el cuál no será utilizado, ya que toda la monitorización será a través del controlador Arduino.

El fabricante proporciona un rango de tensión de alimentación y una sensibilidad nominal, puesto que a distinta tensión de alimentación se obtienen diferentes voltajes de salida.

$$\text{Sensibilidad nominal} = \frac{\text{Tension Salida}}{\text{Tension Alimentacion}} \rightarrow S = \frac{T_S}{T_A} \quad (5.2)$$

A continuación se calculan las tensiones de salida para las tensiones mínima y máxima de alimentación:

$$\begin{aligned} T_S (5 \text{ V}) &= 3 \frac{\text{mV}}{\text{V}} \cdot 5 \text{ V} = 15 \text{ mV} \\ T_S (12 \text{ V}) &= 3 \frac{\text{mV}}{\text{V}} \cdot 12 \text{ V} = 36 \text{ mV} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Estas tensiones de salida son para la capacidad nominal $E_{max} = 1 \text{ Tm}$, por lo tanto, si alimentamos la célula con 5V y ejercemos 1 Tm de peso en la misma, la salida será de 15 mV. Mediante una sencilla regla de tres podemos trazar la curva de calibración de la célula de carga (ver anexo 8.22) y así calcular el voltaje de la salida para cualquier fuerza que se aplique. En la tabla que se muestra a continuación se incluyen los valores más relevantes.

Tabla 5.1 Relación $F - T_S$ según T_A .

Alimentación	Fuerza	Señal de salida
5V	600 N	0,9 mV
	6000 N	9 mV
	900 N	1,35 mV
	9000 N	13,5 mV
12V	600 N	2,16 mV
	6000 N	21,6 mV
	900 N	3,24 mV
	9000 N	32,4 mV

Se ha decidido que se alimentará a la célula de carga con 12 V puesto que, tal y como se mencionó en el apartado de la electroválvula 4.5, al tener que conectar ambos elementos al arduino, resulta mucho más cómodo que ambos sean alimentados con el mismo voltaje.

5.2 Microcontrolador

El Arduino se programará de manera que realice las siguientes acciones: En primer lugar activa el motor, luego irá variando la posición de la válvula según la fuerza que esté experimentando la probeta. Por último, una vez realizados todos los ciclos necesarios, deberá apagar el motor. El programa del arduino es el que se muestra en el anexo 8.13.

Inicialmente podría darse que la válvula no se encuentre en la posición central, por lo que una vez que el sistema arranque correctamente, la válvula debe colocarse en esta posición. Para ello, el arduino desplaza la válvula dos posiciones a la derecha, y una a la izquierda. Tras esto, ya comienza el ensayo y se activa el solenoide A.

La célula de carga transmite un voltaje proporcional a la fuerza que experimenta la probeta. Se debe programar el Arduino de manera que, cuando la señal recibida sea la de los 9000 *N*, se active el solenoide B, y cuando la señal recibida sea la de los 900 *N*, se active el solenoide A. Por otro lado, deberá programarse el arduino de manera que una vez cuente 10000 ciclos de carga, los nuevos valores de fuerza para los cuales debe activar los solenoides son 6000 *N* y 600 *N* respectivamente. Finalmente, deberá configurarse para que, una vez se cicle la probeta de nuevo durante 10000 ciclos el motor pare, finalizando así el ensayo.

Un aspecto importante que debemos tener en cuenta a la hora de elegir Arduino, ya que nos puede suponer una limitación, es la precisión de lectura de la señal analógica de entrada (la señal de salida de la célula de carga).

El Arduino con mayor precisión es el Arduino Due, que dispone de $n = 12 \text{ bits}$ lo que serían $2^{12} = 4096$ intervalos, que alimentado a 5 *V* supondría una precisión de 0,61 *mV*. Según la tabla 5.1, con la configuración que más nos conviene, es decir, alimentando la célula de carga a 12 *V* y con una fuerza de 600 *N* (la fuerza más pequeña que se aplica en todo el ensayo y por tanto el caso más desfavorable) tendremos una señal de salida de 2,16 *mV*. Una precisión de 0,61 *mV* para una medida de 2,16 *mV* es totalmente inadmisibles, ya que estaríamos hablando de una precisión relativa en torno al 30%.

Una solución posible sería emplear un amplificador de señal analógica, pero se descarta por necesitar una calibración antes de su uso. Además, puesto que no tenemos forma de medir con exactitud la fuerza que se ejerce en la célula, entonces (es precisamente lo que estamos intentando medir), no sabríamos a qué corresponde la señal amplificada.

La otra opción es un conversor analógico digital, llamado ADC por sus siglas en inglés. Un ADC discretiza una señal analógica de entrada, dividiendo la señal en 2^n intervalos o niveles. La precisión de la señal medida en *mV* es el ancho de este intervalo.

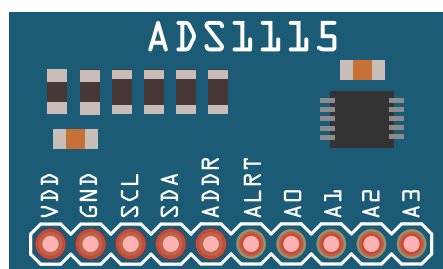


Figura 5.3 ADS1115.

Se ha decidido por tanto añadir un ADC externo, en concreto un ADS1115 (figura 5.3) que cuenta con $n = 16 \text{ bits}$, $2^{16} = 65536$ intervalos y una precisión de 0,04 *mV* que es 15 veces mejor que la del Arduino Due. Con esta precisión y la señal anterior de 2,16 *mV*, tendríamos una precisión relativa del 1,8%. Con este ADC ya no sería necesario el Arduino con mayor precisión (Arduino Due), por lo que se empleará el más común y económico, el Arduino Uno.

Con esto ya solo nos falta planificar el montaje del Arduino con el sistema de control. En la figura 5.4 se pueden apreciar los distintos componentes que lo conforman y sus conexiones, empezando con la fuente de alimentación de 230 *V* de corriente alterna, que no es más que un enchufe común. Le sigue un transformador a corriente continua de 12 *V* que nos valdrá para alimentar el Arduino, la válvula y la célula de carga. Todos cables rojos son el polo positivo y los azules el negativo.

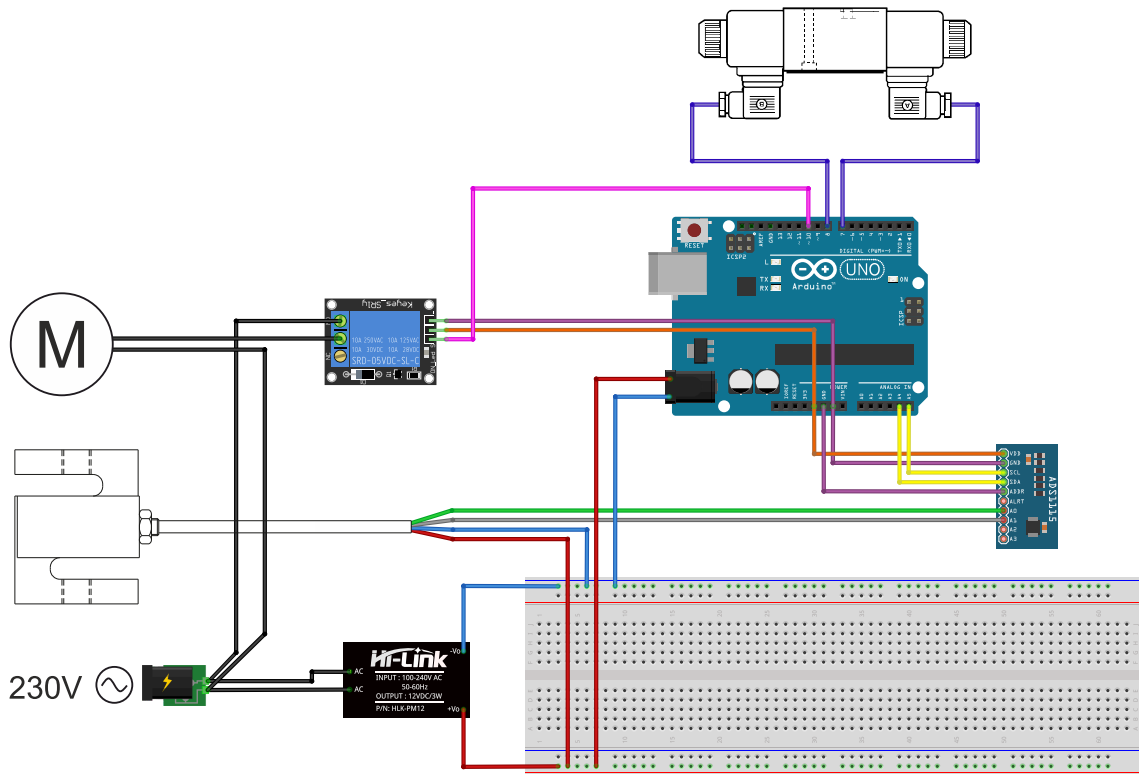


Figura 5.4 Conexiones del Arduino.

La señal de salida de la célula de carga son los cables verde y gris, siguiendo el convenio de colores de la figura 5.2, que van directamente al ADC. El ADC es alimentado con 5 V del Arduino por el cable naranja, y sus dos conexiones a GND (cables morados), una asociada a la alimentación y otra al pin ADDR que determina la dirección de la información.

Por último los dos cables amarillos envían la información de la señal del ADC al Arduino para que este procese la información y accione la válvula en un sentido o en otro.

5.3 Relé

Se ha decidido colocar un relé en el sistema de control que encienda el motor al comienzo del ensayo y lo detenga al final. Este relé actúa como un simple interruptor que se enciende o se apaga según el programa del microcontrolador que se adjunta en el anexo 8.13.

5.4 Otros elementos

El resto de elementos que se muestran en el esquema 5.4, es decir, el motor y la electroválvula, ya han sido explicados en los apartados 4.3 y 4.5 respectivamente, por lo que no se añadirá mucho más con respecto a ellos. En el caso del motor, este se conectaría a la corriente de manera normal, a excepción de que se le ha añadido una conexión al relé que controla si se alimenta o no. Ahora puede comprenderse la utilidad de que el motor se alimente al mismo voltaje que el resto de elementos del sistema de control, así como que sea monofásico, y que trabaje a una frecuencia de 50 Hz. En el caso de la electroválvula, el arduino alimenta un solenoide u otro en función de en que posición deba encontrarse.

6 Conclusiones

En este capítulo se van a tratar a modo de resumen del trabajo una serie de conclusiones que se han podido extraer tanto del proceso de diseño de la máquina, como del resultado final obtenido. Con esto se pretende no solo dar visibilidad a aspectos críticos del diseño de un circuito hidráulico, sino también ejercer como guía a aquellos que pretendan diseñar uno.

En primer lugar, se debe destacar la complejidad que conlleva el diseño o de este tipo de máquinas. Lo que a grandes rasgos es solo convertir potencia eléctrica en potencia mecánica, requiere coordinar varios cálculos iterativos con el fin de diseñar una solución eficiente.

Sobretudo, se debe tener en cuenta la dificultad que conlleva comunicar los tres grandes sistemas (eléctrico, hidráulico y mecánico). En el caso de convertir la potencia hidráulica en potencia mecánica, no ha bastado simplemente con colocar un cilindro que ejerza la fuerza, sino que ha sido necesario diseñar todo un sistema de piezas acopladas entre sí que sujetaran la probeta y transmitieran la fuerza según requiriera el ensayo. El caso de comunicar el sistema mecánico con el sistema eléctrico ha resultado infinitamente más sencillo, ya que lo único que ha hecho falta ha sido encontrar una célula de carga que fuera capaz de aguantar los mismos ciclos de carga que la pieza y que comunicara al sistema de control automático la fuerza que ejercía el pistón sobre ella en todo momento. Puesto que esta fuerza era la misma que estaría experimentando la probeta, a partir de aquí era muy sencillo configurar el resto de elementos para que actuaran en consecuencia. Por último, convertir potencia eléctrica en potencia hidráulica simplemente requería de un motor y una bomba, los cuales están perfectamente diseñados para este propósito y son elementos absolutamente comunes y sencillos de encontrar. Además, y puesto que nuestros requerimientos de potencia y fuerza eran sencillos de cumplir, podíamos elegir entre muchos proveedores.

Tras haber tenido que elegir elementos del circuito hidráulico de diferentes proveedores (Roquet, Parker, etc.), estos tenían entradas y salidas de diferentes diámetros y métricas de roscas. Esto nos ha llevado a tener que buscar adaptadores entre los componentes del circuito y las mangueras, lo cual implica desventajas como una dificultad añadida en el montaje, mayor probabilidad de fugas, aumento en los gastos, y pérdidas de presión localizadas. Esto nos hace ver como tener que recurrir a proveedores diferentes, además de implicar realizar varios pedidos y aumentar los costes, puede suponer también la aparición de nuevos inconvenientes, por ejemplo: Que trabajen con aceites de distintas viscosidades o calidades, que utilicen sistemas métricos diferentes en roscas, tener que lidiar con calidades diferentes, etc.

El punto más crítico del diseño fue sin duda diseñar todo el sistema de unión mecánica, es decir, encontrar un muelle adecuado y diseñar el modo de agarre de este y la probeta. El sistema hubiera sido considerablemente más sencillo de haber encontrado un muelle que trabajara a tracción, ya que no habría habido que diseñar unas mordazas tan enrevesadas. Por el contrario, la realidad fue que la cantidad de muelles que trabajen a tracción y soporten la fuerza que requiríamos eran muy escasos, y además estos eran de un tamaño tan grande (alrededor de 0.5 m) que impedían alcanzar el diseño de máquina compacta y pequeña que se buscaba obtener. Una vez se llegó a la conclusión de que el muelle debería trabajar a compresión, se encontró uno adecuado y se ideó el diseño de las piezas *U* e *I*, el proceso de diseño se tornó más sencillo pues estas dos piezas, sin ser demasiado grandes y estando compuestas de acero, resistían fácilmente los ciclos de carga y tenían vida a fatiga infinita para dichas solicitaciones según los cálculos que se hicieron en *SolidWorks*.

Comparando los diseños inicial (figura 2.1) y final (figura 4.27), se puede apreciar la escasa variación entre ambos a grandes rasgos. Sin embargo, tal y como se ha ido viendo a lo largo del trabajo, ha habido modificaciones significativas en las especificaciones de cada elemento (requerimientos de presión, velocidad, voltajes, fuerza, caudal, rpm, potencia, etc.) y las consideraciones a tener en cuenta que estos implican. A raíz

de esto cabe mencionar que, para no añadir carga de trabajo a este proyecto en un aspecto que no es crucial, no se han diseñado minuciosamente componentes de la máquina como pueden ser la estructura de la mesa donde va colocada la máquina, bridas u otros elementos de fijación, sujeciones de las mangueras, juntas entre las piezas, etc. Esto no se consideraría una nueva línea de investigación por su escaso interés académico, pero debe tenerse en cuenta que es una parte importante del diseño que requiere tiempo, ya que conllevaría localizar los puntos críticos del sistema que requieren algún elemento adicional, para posteriormente consultar en catálogos de proveedores para su adquisición.

7 Líneas de investigación

Para terminar, en este apartado se pretenden desarrollar brevemente posibles mejoras al diseño final, así como nuevas posibles líneas de investigación.

En primer lugar, es llamativo como una de las dificultades que ha tenido este diseño ha sido tener que elegir, en el caso de la bomba o el motor, los elementos menos potentes de los que el proveedor ofrecía. Esto ocurría también con el cilindro, el cual precisa de un área relativamente pequeña. Esto plantea la posibilidad de diseñar un circuito equivalente al actual pero neumático, con el fin de reducir costos de mantenimiento y de adquisición de los distintos componentes del sistema.

En segundo lugar, podría resultar de interés considerar si el laboratorio de la Escuela necesita o necesitará de alguna otra máquina de ensayo, en cuyo caso se podría redimensionar la nuestra con el fin de abarcarlos. Ya sea a fatiga o aunque fuera un ensayo de tracción o compresión puras, nuestro diseño potencialmente es capaz de cubrirlos, solo necesitando ajustar los requisitos de fuerza y velocidad.

Finalmente, algo que no se ha tratado en este trabajo han sido los costes que conllevaría la adquisición, instalación y mantenimiento del sistema. Puesto que nuestra máquina hidráulica no implica diseños rebuscados, piezas a medida, y no es una máquina de gran tamaño, los costes no serán excesivos en este aspecto. Por otro lado, puesto que las piezas de sujeción de la probeta están hechas de acero y se ha decidido que se hagan a su vez en el laboratorio de fabricación de la Escuela, su costo será también reducido. Sin embargo, podría resultar interesante un estudio económico en profundidad de la máquina, así como la rentabilidad que podría llegar a suponer ampliar en pequeña medida su tamaño y su alcance.

8 Anexo

8.1 Código Matlab

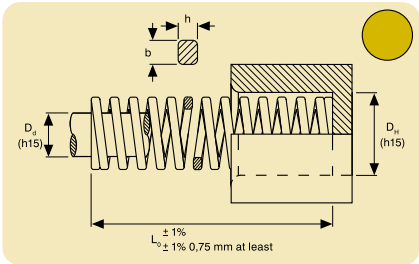
```
1  % datos probeta en Sistema Internacional
2  a=0.021;
3  W=0.050;
4  B=0.025;
5  F1max=9000;
6  F1min=900;
7  F2max=6000;
8  F2min=600;
9  N1=10000;
10 N2=10000;
11 E=71.2e9;
12 nu=0.33;
13 Eprima=E/(1-nu^2);
14
15 q=19.75/((1-a/W)^2)*(0.5+0.192*a/W+1.385*(a/W)^2-2.919*(a/W)^3+1.842*(a/W)^4)
16 ;
17 kpieza=Eprima*B/q
18 Vm=F1max/kpieza;
19 U=1/(1+sqrt(E*B*Vm/F1max));
20 r=1-4.5*U+13.75*U^2-172.551*U^3+879.944*U^4-1514.671*U^5;
21 aprima=r*W;
22
23 % Escoger muelle del catálogo todomuelles
24 kmuelle=337e3;
25 keq=1/(1/kpieza+1/kmuelle);
26
27 Vm1max=F1max/keq;
28 Vm1min=F1min/keq;
29 AV1=Vm1max-Vm1min;
30
31 Vm2max=F2max/keq;
32 Vm2min=F2min/keq;
33 AV2=Vm2max-Vm2min;
34
35 v=1.5; %m/min
36 %Catalogo de cilindros
37 Dint=0.063;
38 Deje=0.036;
39 A=pi*(Dint^2)/4;
40 Aretr=pi/4*(Dint^2-Deje^2);
41 Plmax=F1max/A;
```

```
42 P2max=F2max/A;  
43 Q=v*A; %m3/min  
44 Qw=Q*1000;  
45 vretr=Q/Aretr; %m/min  
46  
47 %T =tiempo que se tarda en ensayar una probeta en horas  
48 T1=( (AV1/v) + (AV1/vretr) ) *N1/60;  
49 T2=( (AV2/v) + (AV2/vretr) ) *N2/60;  
50 T=T1+T2;
```

8.2 Resorte

Sección rectangular ISO 10243
Muelles carga extra-fuerte

- (C) MOLLES CÀRREGA EXTRA-FORTA
- (GB) EXTRA-STRONG LOAD SPRINGS
- (F) RESSORTS CHARGE EXTRA-FORTE
- (D) FEDERN FÜR HÖCHSTE SPANNUNG



Ref.	D _H Hole Diameter mm	D _d Rod Diameter mm	L ₀ Free Length mm	R Spring Constant N/mm ± 10%	A 17% L ₀ + 3.000.000 mm	B 20% L ₀ ~ 1.500.000 mm	C 22,5% L ₀ 300 - 500.000 mm	D 25% L ₀ 100 - 200.000 mm	E Do not use mm
G 63 - 076			76	952	12.9	12280	15.2	14470	15.5
G 63 - 089			89	819	15.1	12360	17.8	14580	20.0
G 63 - 102			102	700	17.3	12110	20.4	14280	30.7
G 63 - 115			115	620	19.6	12152	23.0	14260	34.9
G 63 - 127	63	38	127	565	21.6	12204	25.4	14351	38.0
G 63 - 152			152	458	25.8	11816	30.4	13923	47.2
G 63 - 178			178	384	30.3	11635	35.6	13670	55.8
G 63 - 203			203	337	34.5	11627	40.6	13682	64.8
G 63 - 254			254	263	43.2	11362	50.8	13360	86.7
G 63 - 305	11.6 x 14.9		305	218	51.9	11314	61.0	13298	106

Figura 8.1 Ficha técnica del muelle seleccionado. Modelo G63-203. Catálogo de *Todomuelles*..

8.3 Acero inoxidable empleado en las piezas de amarre



**ACEROS
LLOBREGAT, S.A.**

POLÍGON INDUSTRIAL COVA SOLERA
C/. LUXEMBURG, 26 - 08191 RUBÍ (BARCELONA)
TEL. 93 588 06 08 - FAX 93 588 05 69
E-mail: llobregat@acerosllobregat.com
www.acerosllobregat.com

v2/2014



ACEROS INOXIDABLES

Su principal característica, como material de construcción e ingeniería, es su excelente resistencia a la corrosión debida a su alto contenido en cromo (Cr > 12%) y Níquel (Ni), reforzado a veces con Molibdeno (Mo). Pueden dividirse en tres categorías, destinados principalmente a la industria de la alimentación, química, farmaceutica, nuclear y aeroespacial.

- ACEROS AUSTENÍTICOS: AISI303, AISI304, AISI316.

Aceros no templables de estructura austenítica. Empleado en la industria química, farmacéutica, válvulas.

- ACEROS MARTENSÍTICOS: AISI420.

Son templables hasta durezas de 56-58 HRC. Destinado a la fabricación de moldes para plásticos corrosivos, cubertería y menaje, hélices, grifería, tornillería, ejes, etc.



Calidad	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	V	W	Co	Al	Pb	Cu	Dureza de suministro
AISI303	<=	<=	<=	<=	0,15	17,00	8,00								<=
Bruto de laminación	0,10	1,00	2,00	0,045	0,35	19,00	10,00							1,00	
APLICACIONES:	Acero de fácil mecanización. La resistencia a la corrosión es prácticamente equivalente al acero F-314 (AISI304) con bajo contenido en azufre. La maquinabilidad de este acero AISI303 supera en un 25-35% a la del AISI304.														
AISI304	<=	<=	<=	<=	<=	17,50	8,00								
Bruto de laminación	0,070	1,00	2,00	0,045	0,015	19,50	10,00								
APLICACIONES:	Acero para la industria química, aparatos domésticos, alimentación, ornamentación, reactores y equipos para la industria nuclear, tanques para oxígeno líquido. Es amagnético y soldable.														
AISI316	<=	<=	<=	<=	<=	16,50	10,00	2,00							
Bruto de laminación	0,070	1,00	2,00	0,045	0,015	18,50	13,00	2,50							
APLICACIONES:	Acero para la industria química, fotográfica, textil, papelería, alimenticia y todas aquellas industrias que emplean ácidos y álcalis a temperaturas inferiores a 550 °C. Es amagnético y soldable.														
AISI420	0,16	<=	<=	<=	<=	12,00									
Recocido	0,25	1,00	1,50	0,040	0,015	14,00									
APLICACIONES:	Piezas que deban sufrir la corrosión atmosférica, cuchillería, herramientas manuales, bombas, industria de la alimentación, instrumentos de medida, tornillería, muelle, estampas para plásticos, turbinas, etc. Es magnético.														

CALIDAD	UNE	WNR	AISI	INTA	AFNOR	SIMBOLICA	CENIM	IHA	DIN	UNI
AISI420		1.4021								X20Cr13
AISI304		1.4301								X5CrNi18.10
AISI303		1.4305								X8CrNiS18.9
AISI316		1.4401								X5CrNiMo17.12.2

Figura 8.2 Extracto del catálogo del fabricante Aceros Llobregat.

8.4 Cilindro

Datos técnicos Technical data	
Presión máx. intermitente: Max. intermittent pressure:	220 bar.
Presión máx. continua: Max. continuous pressure:	175 bar.
Velocidad máxima: Max. velocity:	0,5 m/s.
Temp. funcionamiento: Operating temperature:	-20°C a + 80°C.
Tipo de aceite: Type of fluid:	ISO 6743. HM, HV ó HG.
Grado de limpieza aceite: Fluid cleanliness:	19/16 cst. ISO 4406-RP40H.
Carrera máxima: Maximum stroke:	1500 mm.
Calidad tubo: Tube quality:	Acero de alta resistencia estirado en frío. Cold drawn high strength steel
Calidad del eje: Shaft quality:	Acero al carbono. Espesor de cromo mín. 20µ. Resistencia a la corrosión 72h. NSS rating 9 según ISO 4540. Carbon steel. Min. chromium thickness: 20µ. Resistance to corrosion: 72h. NSS rating 9 in accordance with ISO 4540.
Acabado: Finish:	Se entregará el cilindro aceitado y sin pintura exterior. The cylinder is delivered oiled and without outer painting.
Tomas: Ports:	Tapadas con tapón de plástico. Covered with plastic plugs.
Trazabilidad: Traceability:	El cilindro está marcado en la Rfa. Comercial ROQUET y el número de série. The cylinder is marked on the Rfa. Comercial ROQUET and the serial number.

Figura 8.3 Ficha técnica del cilindro Roquet seleccionado.

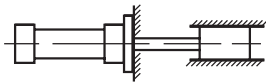
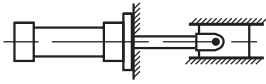
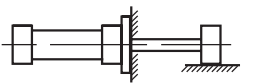
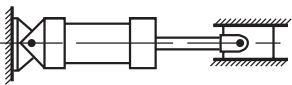
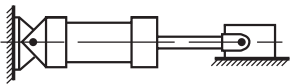
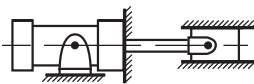
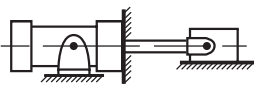
FORMA FIJACIÓN DEL CILINDRO CYLINDER MOUNTING FORM	PRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA ESQUEMATIC REPRESENTATION	FIJACIÓN EXTREMO VÁSTAGO PISTON ROD END	K K	OBSERVACIONES OBSERVATIONS
Brida frontal Front flange		Fijado y guía rígida Fixed and rigid guide	0,5	* **
		Articulado y guía rígida Jointed and rigid guide	0,7	**
		Apoyado y guía no rígida Supported and no rigid guide	2	
Charnelas Clevis		Articulado y guía rígida Jointed and rigid guide	2	**
		Apoyado y guía no rígida Supported and no rigid guide	4	
Bulones Trunnions		Articulado y guía rígida Jointed and rigid guide	1,5	**
		Apoyado y guía no rígida Supported and no rigid guide	3	

Figura 8.4 Coeficiente para carrera máxima según la forma de fijación del cilindro.

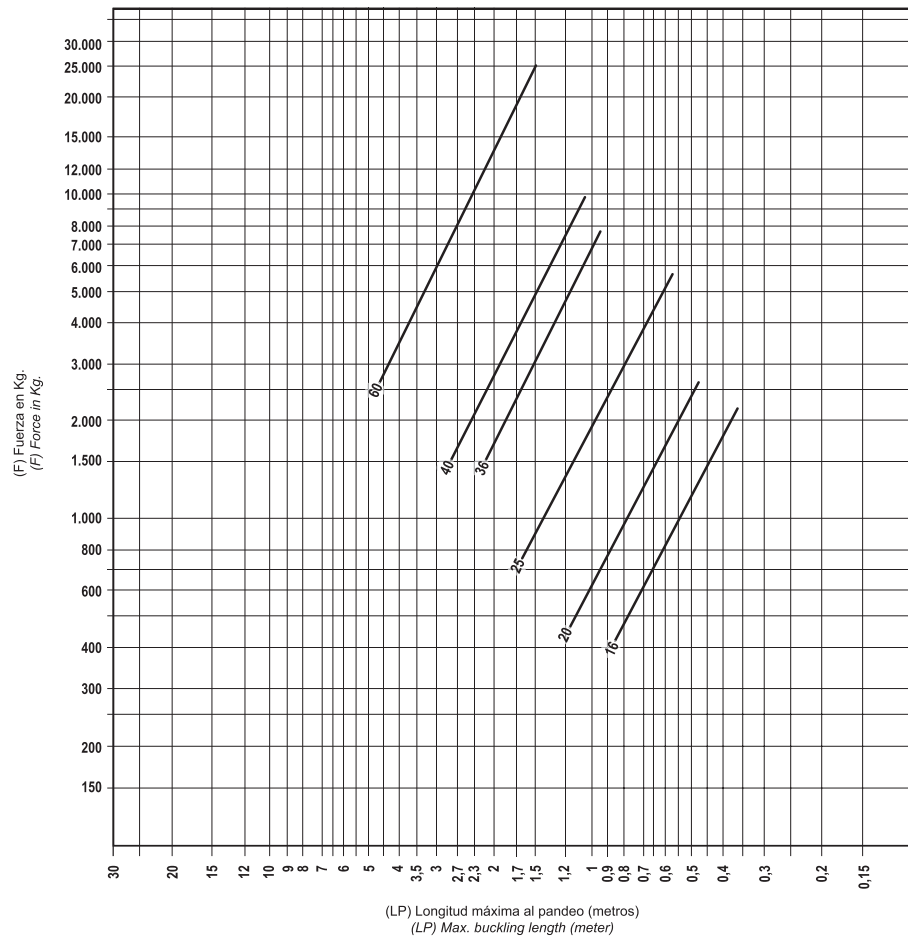


Figura 8.5 Carrera máxima del cilindro según la fuerza aplicada.

8.5 Bomba

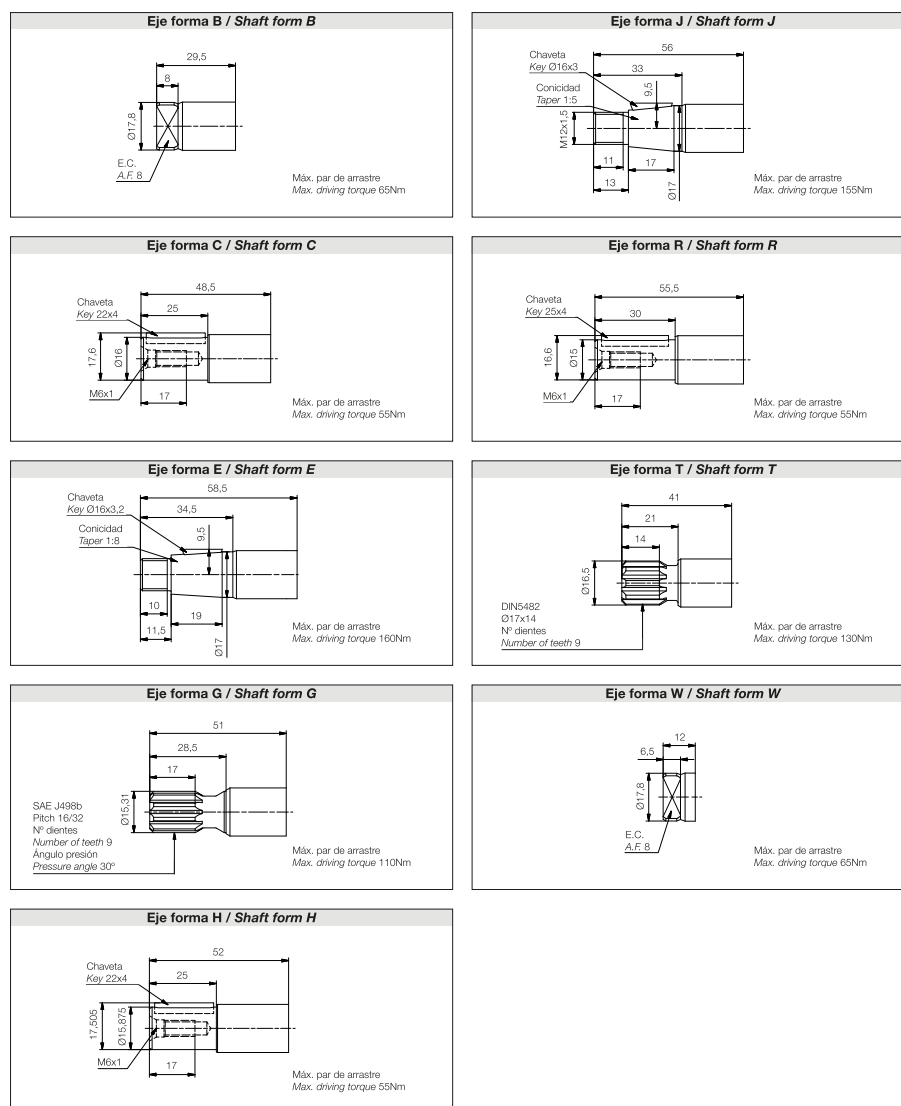


Figura 8.6 Posibles ejes motrices de la bomba.

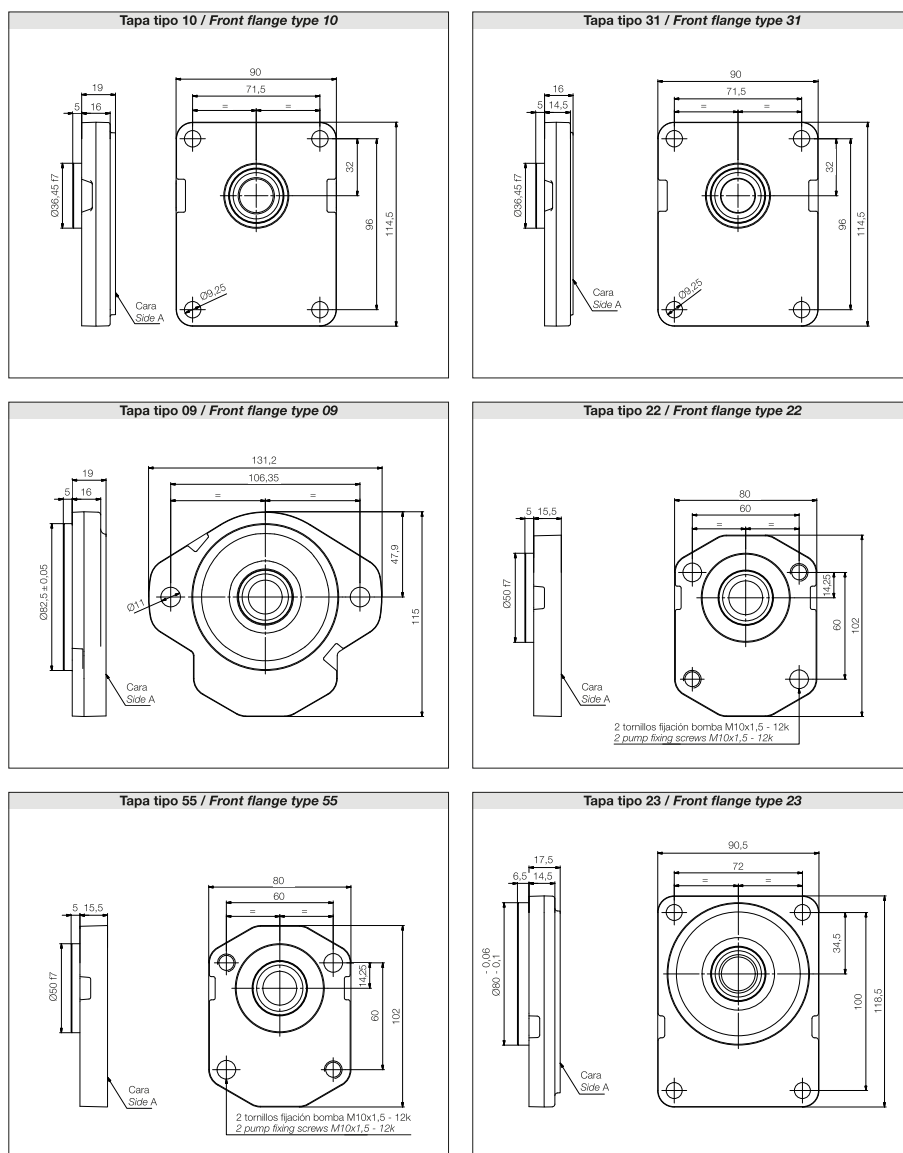


Figura 8.7 Posibles tapas de la bomba (I).

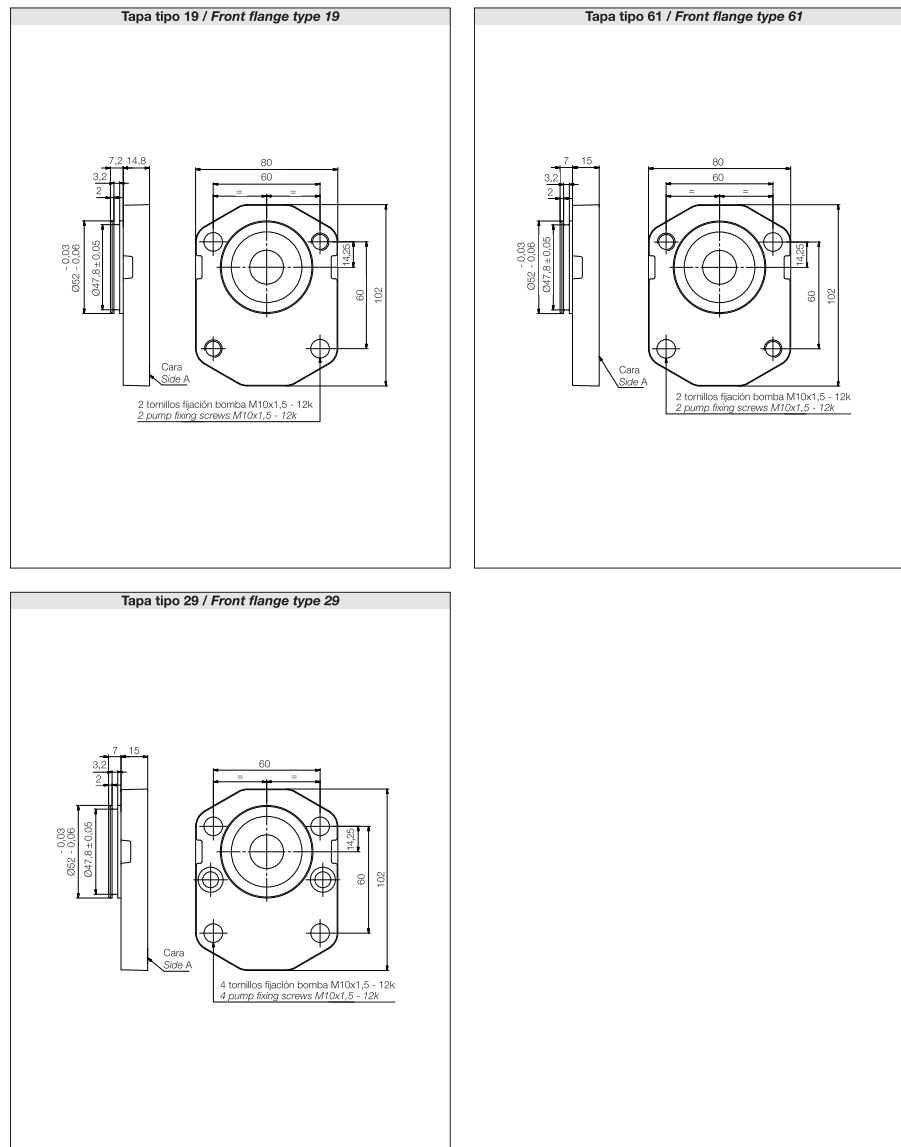
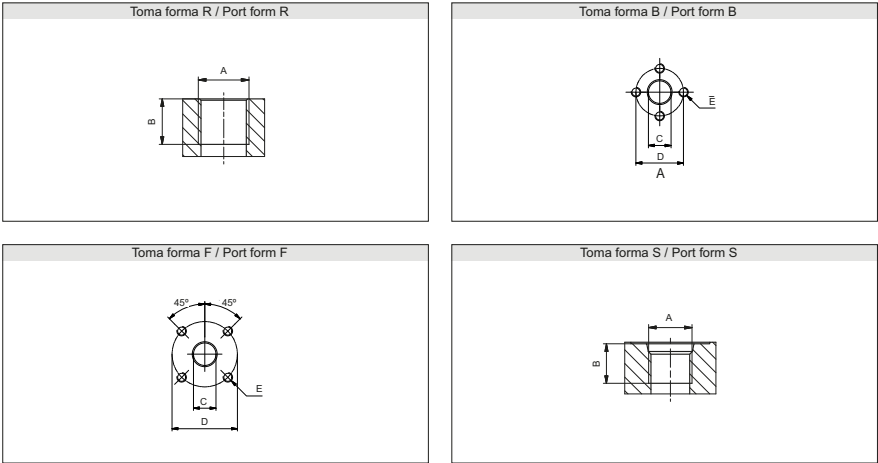


Figura 8.8 Posibles tapas de la bomba (II).



Tomas R / R Ports	1 sentido de rotación / 1 rotation direction				Reversible	
	Aspiración / Suction		Presión / Pressure			
	A	B	A	B	A	B
6 l/min	3/8" BSP	15	3/8" BSP	15	3/8" BSP	15
9 l/min ... 22 l/min	1/2" BSP	18	3/8" BSP	15	1/2" BSP	18
24 l/min ... 40 l/min	3/4" BSP	17	1/2" BSP	18	3/4" BSP	17

Dimensiones según ISO 1179-1 / Dimensions according to ISO 1179-1

Tomas F / F Ports	1 sentido de rotación / 1 rotation direction						Reversible		
Caudal / Flow (1500 rpm)	Aspiración / Suction			Presión / Pressure					
	C	D	E	C	D	E	C	D	E
6 l/min ... 9 l/min	15	40	M6	15	35	M6	20	40	M6
12 l/min ... 40 l/min	20	40	M6	15	35	M6	20	40	M6

Tomas B / B Ports	1 sentido de rotación / 1 rotation direction						Reversible			
Caudal / Flow (1500 rpm)	Aspiración / Suction			Presión / Pressure						
	C	D	E	C	D	E	C	D	E	
	6 l/min ... 9 l/min	13,5	30	M6	13,5	30	M6	13,5	30	M6
	12 l/min ... 18 l/min	20	40	M8	15	30	M6	15	30	M6
22 l/min ... 40 l/min	20	40	M8	15	30	M6	20	40	M8	

Tomas S / S Ports	1 sentido de rotación / 1 rotation direction				Reversible	
Caudal / Flow (1500 rpm)	Aspiración / Suction		Presión / Pressure			
	A	B	A	B	A	B
6 l/min ... 40 l/min	1" 1/16-12 UNF	19	7/8"-14 UNF	17	7/8"-14 UNF	17

Dimensiones según ISO 11926-1 / Dimensions according to ISO 11926-1

Figura 8.9 Posibles tomas de la bomba.

8.6 Motor

Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	BD	C	Eje					
										D	E	ES	F	G	GD
63	100	26	116	129	128	80	95	7.5	40	11j6	23	14	4	8,5	4
71	112	29	132	145	136	90	114	11.75	45	14j6	30	18	5	11	5
80	125	31	149	163	145		126	12.75	50	19j6	40	28	6	15,5	6
90S	140	37	164	182	155	100	131	15.5	56	24j6	50	36	8	20	7
90L					181	125	156								
100L	160	40	188	203	191	140	173	16.5	63	28j6	60	45	10	24	8
112M	190	41	220	226	206		177	18.5	70						
132S	216	46	248	274	234	140	187	23.5	89	38k6	80	63	10	33	8
132M						178	225								
132M/L						178/203	250								

Carcasa	H	HA	HB	HC	HD	HH	HK	K	L¹	L²	LL	LM	S1	Rodamientos	
														Delantero	Trasero
63	63	7	23	130	156	115	65	7	256	216	184	135	1xM20	6201 ZZ	6201 ZZ
71	71		31	145	164	125			293	250				6202 ZZ	6202 ZZ
80	80	8	41	163	174	135		10	326	277				6204 ZZ	6204 ZZ
90S	90	9	45	182	178	141			334	305				6205 ZZ	6203 ZZ
90L			26		227	154	91	358	329	221	206	1xM25	6206 ZZ	6206 ZZ	
100L	100	10	43	205	244	168		418	-	246	232	1xM32	6206 ZZ		
112M	112		40	226	280	179	423	-	6207 ZZ						
132S	132		16	60	274	319	94	12	451				-		246/286¹
132M									217	489			-		
132M/L									229	514			-		

Figura 8.10 Tabla con las dimensiones del motor acotadas en la figura 4.12.

W22 Monofásico - Con condensador de arranque o arranque y permanente - 50 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (kgfm)	Corriente con rotor trabado Ii/In	Par con rotor trabado Ti/Tn	Par Máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)	Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal In (A)	
												Rendimiento			Factor de potencia				
kW	HP											50	75	100	50	75	100	220 V	440 V
IV polos																			
0,18	0,25	71	0,121	5,8	3,8	2,6	0,0008	12	13,2	53	1450	38,8	49,0	55,5	0,61	0,69	0,75	2,00	1,00
0,25	0,33	71	0,169	6,4	4	2,3	0,0009	9	13,7	53	1440	42,7	53,0	59,0	0,71	0,78	0,80	2,40	1,20
0,37	0,5	71	0,254	5,9	3,1	2	0,0009	16	14,1	53	1420	53,0	62,5	67,0	0,80	0,86	0,89	2,80	1,40
0,55	0,75	80	0,368	6,6	2,1	2,6	0,0030	7	18,3	53	1455	52,2	61,7	66,5	0,60	0,71	0,78	4,80	2,40
0,75	1	80	0,509	6,5	2,1	1,9	0,0032	6	18,7	53	1435	61,0	68,3	70,0	0,80	0,89	0,92	5,20	2,60
1,1	1,5	90S	0,744	6,6	2	2,1	0,0055	9	25,5	56	1440	63,1	70,8	73,5	0,93	0,96	0,97	7,00	3,50
1,5	2	90L	1,01	7,2	2,4	2,1	0,0066	7	28,0	56	1440	65,8	73,3	75,5	0,91	0,96	0,96	9,40	4,70
2,2	3	100L	1,48	6,7	2	2,2	0,0097	10	38,5	56	1450	73,9	79,5	77,5	0,87	0,92	0,93	13,8	6,90
3	4	112M	2,04	6,7	2,4	2,4	0,0164	9	49,0	58	1430	72,4	78,0	78,5	0,84	0,91	0,93	18,6	9,30
3,7	5	132M	2,49	6,9	2,3	2,6	0,0357	8	67,0	61	1445	68,5	75,6	78,5	0,86	0,91	0,94	22,8	11,4
5,5	7,5	132M	3,69	8,0	2,9	2,6	0,0543	7	82,2	61	1450	73,8	79,7	81,5	0,96	0,98	0,97	31,4	15,7
7,5	10	132M*	5,06	7,3	2,7	2,7	0,0543	11	86,5	61	1445	79,7	83,7	83,0	0,85	0,91	0,93	44,0	22,0

Figura 8.11 Datos eléctricos del motor.

Estándar

- Potencia: 0,12 hasta 15 cv
- Polaridad: 2, 4 y 6
- Carcasas: 63 hasta 132M/L
- Tensión: 220/440 V
- Frecuencia: 50 y 60 Hz
- Grado de protección: IP55
- Plan de pintura: 207A
- Material de la carcasa: Hierro gris
- Forma constructiva: B3E
- B34E (motores para bombas JM/JP)
- Método de refrigeración: Totalmente cerrado con ventilación exterior
- Puesta a tierra: Un puesta a tierra dentro de la caja de conexiones
- Material del ventilador: Polipropileno
- Material del eje: Acero SAE 1040/45
- Material da placa: Acero inoxidable
- Color: Azul RAL 5009
- Clase de aislamiento: F
- Factor de servicio:
 - 50 Hz: 1.00
 - 60 Hz: 1.15 (2 y 4 polos)
 - 1.00 (6 polos)

Opcionales

- Tensión: 230/460 V
 - Clase de aislamiento: H
 - Grado de protección: IP56 y por encima
 - Protección térmica
 - Otras formas constructivas / posiciones de caja de conexión
 - Eje en acero inoxidable
 - Caja de conexiones reducida (Carcasas 90L y 100L)*
- *Bajo consulta

Aplicaciones

- Ventiladores y Sopladores
- Secaderos de grano
- Bombas centrífugas
- Compresores
- Lavadoras de alta presión
- Silos de descarga y taladros
- Transportadores / manejo de materiales
- Máquinas rectificadoras

Figura 8.12 Datos técnicos del motor.**8.7 Electroválvula TN-6**

Presión máxima de trabajo		Datos técnicos eléctricos			
Presión máxima de trabajo	315 bar	Consumo por electroimán			
Presión nominal en retorno	Dinámica 80 bar	C.C.		38W	
Caudal nominal máx.	80 L/min	C.A.	Circuito abierto	180VA	
Fluido recomendado	ISO 6743 TYPE HM, HV o HG ISO 3448 Cat. VG32, VG46		Circuito cerrado	65VA	
Gama de temperaturas del fluido	-20°C... +80°C	Gama de tensiones para C.C.		12V - 24V	
Gama de viscosidades	4 - 500 cSt	Gama de tensiones para C.A.		24V-48V-110V-220V (50Hz) 115V-230V (60Hz)	
Grado de limpieza del aceite	19/16 s/. ISO 4406 - RP70H o mejor	Factor de marcha		ED 100%	
Peso 2 electroimanes	1,8 Kg	Protección según DIN-40050		IP - 65	
Peso variante un electroimán	1,4 Kg	Tolerancia de tensión		Unom ± 10 %	
		Frecuencia de conexión		C.C. = Máx. 15000/h C.A. = 7200/h	
		Tiempos de respuesta		C.C.	C.A.
		Conectado		20 - 60 ms	10 - 25 ms
		Desconectado		50 - 70 ms	25 - 50 ms

Figura 8.13 Datos técnicos de la electroválvula TN-6.

8.8 Aceite hidráulico HM 46



CEPSA HIDRÁULICO HM

Descripción



Aceite lubricante formulado con bases parafinicas altamente refinadas y aditivación seleccionada que le confiere las propiedades requeridas a los fluidos hidráulicos tipo HM (propiedades antidesgaste mejoradas).

Utilización de producto

- o Fluido especialmente recomendado para Sistemas Hidráulicos de Uso Universal.
- o Formulados para satisfacer las exigencias de los sistemas hidrostáticos más modernos de alta presión (especialmente los que incorporan bombas de paletas y pistones de última generación).
- o Recomendados para muchos sistemas por circulación, salpique, baño y por anillos en la lubricación de Cojinetes y Engranajes de maquinaria industrial.
- o El Grado ISO HM 46 cubre los requerimientos de viscosidad de la mayoría de los sistemas hidráulicos, por tanto simplifica el stock de aceites a utilizar en cualquier planta o equipo. Homologado asimismo por ENGEL para sus máquinas inyectoras.
- o El Grado ISO HM 68, se recomienda en sistemas hidráulicos que operan a Altas Temperaturas y/o Altas Presiones.

Prestaciones de producto

- o Gran capacidad de separación de agua (demulsibilidad).
- o Elevada resistencia a la formación de espuma y buena cesión de aire ocluido.
- o Alta capacidad antidesgaste.
- o Resistencia a la formación de lodos y depósitos.
- o Elevada protección contra la corrosión y la herrumbre.
- o Alta resistencia a la oxidación.
- o Excelente comportamiento frente a juntas y elastómeros.
- o Excelente filtrabilidad.

Niveles de Calidad

- | | | |
|---|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> • DIN 51524 Parte 2 HLP • AFNOR NF-E 48-603 HM • EATON Brochure 03-401-2012 • ENGEL (ISO 46) | <ul style="list-style-type: none"> • ISO 6743-4 HM • Filtrabilidad AFNOR (Dry&Wet) • BOSCH-REXROTH 90220 (ISO 46) | <ul style="list-style-type: none"> • ISO 11158 HM • PARKER DENISON HF-0, HF-1, HF-2 • FIVES CINCINNATI P-68 (ISO 32), P-69 (ISO 68), P-70 (ISO 46) |
|---|--|---|

Características Típicas

CARACTERÍSTICAS	UNIDADES	NORMA	CEPSA HIDRÁULICO HM					
GRADO ISO			15	22	32	46	68	100
Densidad 15°C	Kg/l	ASTM D-4052	0,867	0,870	0,873	0,879	0,885	0,889
Punto de Inflamación V/A	°C	ASTM D-92	186	202	204	204	210	220
Punto de Congelación	°C	ASTM D-5950	-45	-33	-24	-24	-21	-18
Viscosidad a 40°C	cSt	ASTM D-445	15	22	32	46	68	100
Viscosidad a 100°C	cSt	ASTM D-445	3,6	4,4	5,5	6,8	8,7	11,4
Índice de Viscosidad	-	ASTM D-2270	110	109	109	102	100	100

Seguridad, Higiene y Medio Ambiente

Existe la correspondiente Ficha de Datos de Seguridad conforme a la legislación vigente, que proporciona información relativa a la peligrosidad del producto, precauciones en su manejo, medidas de primeros auxilios y datos medioambientales disponibles.

Los valores de características típicas que figuran en el cuadro, son valores medios dados a título indicativo y no constituyen una garantía. Estos valores pueden ser modificados sin previo aviso.

CEPSA Comercial Petróleo, S.A.U. · Paseo de la Castellana, 259A · 28046 Madrid · www.cepasa.com/lubricantes

Rev. 3, mes: Agosto, año: 2016

Figura 8.14 Ficha técnica del aceite hidráulico empleado.

8.9 Tuberías

Baja Presión

Mangueras especiales
681DB

681DB – Manguera *No-Skive* 2TE

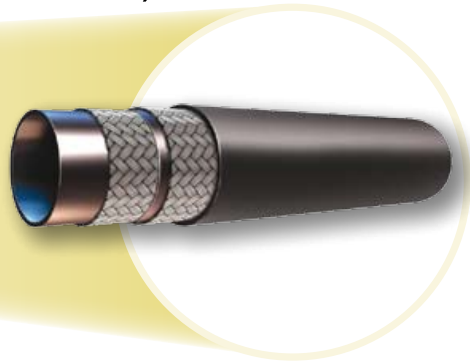
EN 854-2TE (con aprobación para transporte ferroviario)

Características principales

- Dos capas de malla textil
- Pequeño radio de curvatura
- Cubierta de goma retardante de fuego
- Aprobación Deutcshe Bahn (German Railway)

Certificaciones

- Estándar alemán: DIN 5510-2
- Estándar francés: NF F16-101/102 I2/F3
- Estándar británico: BS 6853 - Table 4



Aplicaciones primarias/Restricciones

Mercado general:

Aplicaciones de media presión hidráulica

Mercado ferroviario:

Aplicaciones hidráulicas en trenes

Especificaciones aplicables

EN 854-2TE

Construcción de manguera

- Tubo:** Goma sintética
Refuerzo: Dos capas de malla textil
Cubierta: Goma sintética retardante de fuego

Fluidos recomendados

Fluidos con base de petróleo, emulsiones agua-glicol y agua-aceite, grasa, lubricantes, crudo y aceites de combustibles, aire y agua.

Consulte la sección de Compatibilidad química en la página Ab-16 para información más detallada.







Rango de temperatura -40 °C hasta +100 °C

Exception: Aire máx. 70 °C
Agua máx. 85 °C

Fittings series

Disponible como flexible completo*













XXXX-XX-XX Referencia	 Manguera D.I.				 Manguera D.E.	Índices de presión				 min. radio de curvatura	 Peso
						 Presión máx. de trabajo		 Presión de. rotura mín.			
	DN	Pulg.	Módulo	mm	mm	MPa	psi	MPa	psi	mm	kg/m
681DB-4	6	1/4	-4	6,3	13,1	7,5	1090	30,0	4360	40	0,15
681DB-5	8	5/16	-5	7,9	14,6	6,8	980	27,0	3920	50	0,16
681DB-6	10	3/8	-6	9,5	16,2	6,3	910	25,0	3640	60	0,19
681DB-8	12	1/2	-8	12,7	19,9	5,8	840	23,0	3360	70	0,24
681DB-10	16	5/8	-10	15,9	23,4	5,0	725	20,0	2900	90	0,35
681DB-12	20	3/4	-12	19,1	26,5	4,5	650	18,0	2600	110	0,39
681DB-16	25	1	-16	25,4	33,4	4,0	580	16,0	2320	150	0,59

La combinación de alta temperatura y alta presión podría reducir la vida útil de la manguera.

* Compatible with Parker 2 piece fittings for use with adjustable crimpers only (47 series nipple and 10064 series shell) – see catalogue 4481

Figura 8.15 Ficha técnica de las tuberías empleadas.

									
DIAMETRO INTERNO (m.m.)	CURVA 90° R=3D	CURVA 90° R=2D	CODO	TE	MANGUERA R=100	DIAFRAGMA ABIERTA	MANQUITO	MACHO PASO RECTO	TECH TAYLOR
LONGITUD EQUIVALENTE EN m DE TUBO RECTO DE IGUAL RESISTENCIA AL FLUJO.									
25	0.52	0.70	0.82	1.77	0.30	2.56	—	0.37	—
32	0.73	0.91	1.13	2.38	0.40	3.29	—	0.49	—
40	0.85	1.10	1.31	2.74	0.49	3.44	1.19	0.58	—
50	1.07	1.40	1.68	3.35	0.55	3.66	1.43	0.73	—
65	1.28	1.65	1.98	4.27	0.70	4.60	1.52	0.85	—
80	1.55	2.07	2.47	5.18	0.85	4.88	1.92	1.04	0.20
90	1.83	2.44	2.90	5.79	1.01	—	—	1.22	—
100	2.13	2.77	3.35	6.71	1.16	7.62	2.19	1.40	0.23
115	2.41	3.05	3.66	7.32	1.28	—	—	1.58	—
125	2.71	3.66	4.27	8.23	1.43	13.11	3.05	1.77	0.30
150	3.35	4.27	4.68	10.06	1.55	18.29	3.11	2.13	0.37
200	4.27	5.49	6.40	13.11	2.41	19.81	7.92	2.74	0.82
250	5.18	6.71	7.92	17.07	2.99	21.34	10.67	3.47	0.61
300	6.10	7.92	9.75	20.12	3.35	28.96	15.85	4.08	0.76
350	7.01	9.45	10.97	23.16	4.27	28.96	—	4.88	0.91
400	8.23	10.67	12.80	26.52	4.88	—	—	5.49	1.04
450	9.14	12.19	14.02	30.48	5.49	—	—	6.22	1.16
500	10.36	13.11	15.85	33.53	6.10	—	—	7.32	1.25

NOTA: PARA CURVA 135° USAR VALOR CURVA 90° x 1.5

FIG. 17. LONGITUDES EQUIVALENTES DE SINGULARIDADES EN TUBOS

Figura 8.16 Tabla de las longitudes equivalentes a tramos rectos en tuberías.

8.10 Filtros

Datos técnicos

Tipo de construcción

- Montaje de tuberías

Material

- Cabezal del filtro: Aluminio
- Cubo de filtrado: Aluminio
- Juntas: NBR (Buna-N®)

Conexiones

- BSP
- Rosca de junta tórica SAE

Caudal

- Hasta 90 l/min / 25 US GPM

Presión de servicio

- Máx. 110 bar / 1600 PSI

Presión de estallido

- 300 bar / 4350 PSI

Margen de temperaturas

- 25 °C ... +110 °C / -13 °F ... +230 °F

Elementos filtrantes

- Especificaciones, ver página 62

Compatibilidad con los medios

- Aceites minerales, otros líquidos a petición.

Opciones y accesorios

Válvulas

- Válvula de bypass: Bypass del elemento filtrante sucio al alcanzar la presión de apertura de $6^{+0.5}$ bar / $87^{+7.25}$ PSI

Indicador de suciedad

- Presión de reacción: 5 bar / 72.5 PSI $\pm 10\%$

- Indicadores de presión diferencial disponibles:

Óptico
Óptico-eléctrico

Figura 8.17 Ficha técnica del filtro de la línea de impulsión.

Datos técnicos

Tipo de construcción

- Montaje en estructura del depósito y montaje de tuberías

Material

- Carcasa del filtro: Aluminio
- Juntas: NBR (Buna-N®)
FKM (Viton®)
EPDM (caucho de etileno propileno dieno)
Otras juntas a petición.

Conexiones

- Rosca de junta tórica SAE
- BSP

Presión de servicio

- Máx. 25 bar / 365 PSI

Margen de temperaturas

- -10 °C ... +100 °C / +14 °F ... +212 °F

Elementos filtrantes

- Especificaciones, ver página 80

Compatibilidad con los medios

- Aceites minerales, otros líquidos a petición.

Opciones y accesorios

Válvula

- Válvula de bypass (integrada en el elemento filtrante): Presión de apertura 3 bar ± 0,3 bar / 43.5 PSI ± 4.35 PSI
Otras presiones a petición.

Indicadores de suciedad

- Para más información, consultar la página 81

Figura 8.18 Ficha técnica del filtro de la línea de retorno.

Filtro de retorno ▪ Tipo RFA

Indicador óptico de suciedad

Permite una supervisión visual del grado de suciedad del elemento filtrante.
Las marcas de colores indican el estado del elemento filtrante.

verde	0 ... 2,5 bar / 0 ... 36,25 PSI	Elemento intacto
amarillo	2,5 ... 3,0 bar / 36,25 ... 43,5 PSI	Elemento sucio, se debe cambiar
rojo	> 3,0 bar / > 43,5 PSI	Elemento muy sucio, bypass abierto, sin filtración

Clave de pedido

SPG-C-040-00004-02-P-M10-402922

1

1 Tipo

Indicador óptico de suciedad

SPG-C-040-00004-02-P-M10-402922

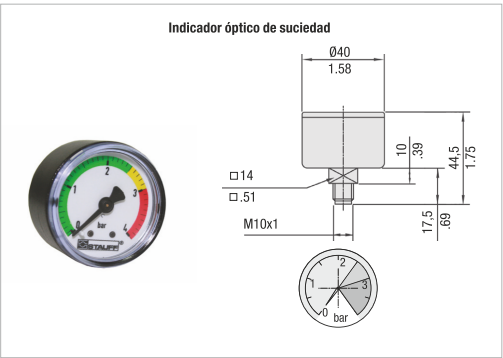


Figura 8.19 Codificación y datos técnicos del indicador de suciedad del filtro en la línea de impulsión.

8.11 Válvula limitadora de presión

Presión máxima de trabajo	
Presión máxima de trabajo	315 bar
Caudal nominal	40 L./min.
Fluido recomendado	ISO 6743 TIPO HM, HV o HG ISO 3448 Cat. VG32, VG46
Gama de temperaturas	-20°C...+80°C
Gama de viscosidades	4 - 500 cST
Grado de limpieza del aceite	19/16 s/. ISO 4406 - RP70H o mejor
Peso	1,150 kg.

Figura 8.20 Ficha técnica de la válvula limitadora de presión del fabricante *Roquet*.

8.12 Célula de carga

Sinopsis



La célula de carga es ideal para su aplicación en el pesaje de tanques, básculas híbridas o el pesaje de depósitos colgantes. Consiste en acero inoxidable y por eso es adecuada también para entornos corrosivos.

La SIWAREX WL250 ST-S SA sirve tanto para cargas aplicadas a tracción como a compresión. El sentido preferente es de a tracción, y es el que se usa en fábrica para calibrar la célula de medida. En caso de aplicación de la carga a compresión no puede asegurarse el respeto de las sensibilidades y límites de error indicados en las Especificaciones técnicas.

Diseño

El elemento de medida viene en una envoltura hermética y con la corriente de salida calibrada.

Datos técnicos

SIWAREX WL 250 ST-S SA

Campos de aplicación	Aplicaciones de tensión y compresión Básculas suspendidas Básculas de depósito Básculas híbridas
Forma constructiva	Célula de carga tipo tracción
Capacidad nominal E_{\max}	50 kg (110.23 lb) 100 kg (220.46 lb) 250 kg (551.16 lb) 500 kg (1 102.31 lb) 1 t (0.98 tn. L.) 2.5 t (2.46 tn. L.) 5 t (4.92 tn. L.) 10 t (9.84 tn. L.)
Clase de precisión según OIML R60	C3
Valor de división máx. n_{ic}	3 000
Valor de división mín. V_{\min}	$E_{\max}/7\ 000$ $E_{\max}/10\ 000$ $E_{\max}/12\ 000$
Error combinado F_{comb}	$\pm 0,02\ \% C_n$
Repetibilidad F_v	$\pm 0,02\ \% C_n$
Error de fluencia F_{cr} 30 min	$\pm 0,02\ \% C_n$

SIWAREX WL 250 ST-S SA

Coefficiente de temperatura	
Señal cero T_{K0}	0,017 % $C_n/5\ K$
Sensibilidad T_{KC}	0,014 % $C_n/5\ K$
Precarga mínima E_{\min}	0 kg
Carga máxima de trabajo L_u	150 % E_{\max}
Carga de rotura L_d	300 % E_{\max}
Carga lateral máx. L_{lq}	100 % E_{\max}
Desplazamiento de medida nominal h_n	
$E_{\max} = 50, 100\ kg$	0,18 mm
$E_{\max} = 250, 500\ kg$	0,24 mm
$E_{\max} = 1\ t$	0,37 mm
$E_{\max} = 2,5, 5\ t$	0,8 mm
$E_{\max} = 10\ t$	0,57 mm
Sensibilidad nominal C_n	$3,0 \pm 0,008\ mV/V$
Tolerancia de señal cero D_0	$\pm 1,0\ \% C_n$
Resistencia de entrada R_e	$430\ \Omega \pm 4\ \Omega$
Resistencia de salida R_a	$350\ \Omega \pm 3,5\ \Omega$
Resistencia de aislamiento R_{is}	$5\ 000\ M\Omega$ a 50 V DC
Rango de temperatura nominal B_{Tn}	-10 ... +40 °C (14 ... 104 °F)
Rango de temperatura de servicio B_{Tu}	-35 ... +65 °C (-31 ... +149 °F)
Rango de temperatura de almacenamiento B_{Ts}	-35 ... +65 °C (-31 ... +149 °F)
Material de la célula (DIN)	Acero inoxidable
Par de apriete máximo de los tornillos de fijación	
$E_{\max} = 50, 100\ kg$	25 Nm
$E_{\max} = 250, 500\ kg, 1\ t$	75 Nm
$E_{\max} = 2,5, 5\ t$	450 Nm
$E_{\max} = 10\ t$	1 450 Nm
Grado de protección según EN 60529; IEC 60529	IP67

Conexión de cables

Función	Color
EXC + (alimentación +)	Rojo
EXC - (alimentación -)	Negro
SIG + (señal de medida +)	Verde
SIG - (señal de medida -)	Blanco
Pantalla	Transparente

Figura 8.21 Ficha técnica de la célula de carga Siemens.

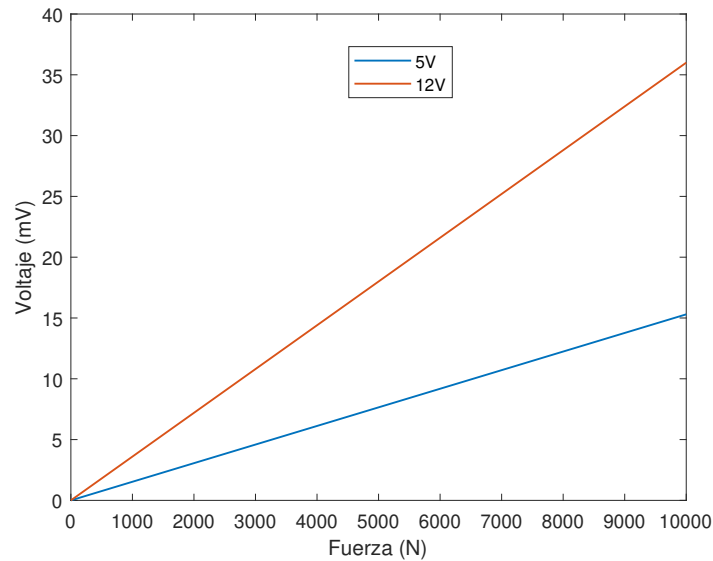


Figura 8.22 Curva de calibración de la célula de carga para una alimentación de 5 V y de 12 V.

8.13 Programa Arduino

```

1
2 #include<Wire.h>
3 #include <Adafruit_ADS1015.h>
4
5 Adafruit_ADS1115 adc;
6 const float multiplicador = 0.1875F;
7 int fza = 1;
8 int cont = 0;
9
10 void setup() {
11   Serial.begin(9600);
12   adc.setGain(GAIN_SIXTEEN); //16bits +/- 0.256V 1 bit = 0.0078125mV
13   adc.begin(); //inicializa ADS
14   Wire.begin(); // Inicializa I2C
15
16   DatosADC = A4;4
17   RelojADC = A5;
18   ValvulaA = 7;
19   ValvulaB = 8;
20   Motor = 10;
21
22   pinMode(DatosADC, input);
23   pinMode(RelojADC, input);
24   pinMode(ValvulaA, output);
25   pinMode(ValvulaB, output);
26   pinMode(Motor, output);
27
28   //Nos aseguramos de que la valvula está en posicion central
29   valvulaB();
30   valvulaB();
31   valvulaA();

```



```
32
33 digitalWrite(Motor, HIGH); //encendemos el motor
34 digitalWrite(ValvulaA, HIGH);
35 }
36
37
38
39 void loop() {
40   res = adc.readADC_Differential_0_1();
41   voltaje = res*multiplicador;
42   if (cont <= 10000) {
43     if (voltaje >= 32.4 && fza == 1) {
44       digitalWrite(ValvulaA, LOW);
45       digitalWrite(ValvulaB, HIGH);
46       fza = -1;
47     }
48     if (voltaje <= 3.24 && fza == -1) {
49       digitalWrite(ValvulaA, HIGH);
50       digitalWrite(ValvulaB, LOW);
51       fza = 1;
52       cont = cont + 1;
53     }
54   }
55   if (cont <= 20000 && cont > 10000) {
56     if (voltaje >= 21.6 && fza == 1) {
57       digitalWrite(ValvulaA, LOW);
58       digitalWrite(ValvulaB, HIGH);
59       fza = -1;
60     }
61     if (voltaje <= 3.24 && fza == -1) {
62       digitalWrite(ValvulaA, HIGH);
63       digitalWrite(ValvulaB, LOW);
64       fza = 1;
65       cont = cont + 1;
66     }
67   }
68
69   if (cont == 20000) {
70     digitalWrite(ValvulaA, LOW);
71     digitalWrite(ValvulaB, LOW);
72     digitalWrite(Motor, LOW);
73   }
74
75   // Newton Voltios
76   // 600  2.16 mV
77   // 6000 21.6 mV
78   // 900  3.24 mV
79   // 9000 32.4 mV
80
81 }
```


Índice de Figuras

1.1	Forma de la probeta Compact	1
1.2	Vistas de alzado y planta de la probeta Compact acotadas	2
1.3	Representación de la fuerza aplicada con respecto al nº de ciclos	3
2.1	Esquema inicial del sistema hidráulico	5
2.2	Relaciones entre los distintos sistemas	6
3.1	Alternativa de resorte nº1	7
3.2	Alternativa de resorte nº2	8
3.3	Alternativa de resorte nº3	8
3.4	Alternativa de resorte nº4	9
3.5	Alternativa de resorte nº5	9
3.6	Alternativa de resorte nº6	10
3.7	Ejemplos de distintos resortes de barras	10
3.8	Muelle de matricería de sección rectangular para carga extra-fuerte	11
3.9	Esquema del muelle seleccionado acotado	11
3.10	Gráfico de comprobación de pandeo en función de las dimensiones del resorte.	12
3.11	Diámetro medio del resorte seleccionado.	12
3.12	Ensamblaje de todo el sistema mecánico	13
3.13	Imagen detallada del grupo mecánico	14
3.14	Imagen detallada del grupo mecánico	14
3.15	Desplazamientos que experimenta la pieza U	15
3.16	Desplazamientos que experimenta la pieza I	16
3.17	Deformaciones unitarias que experimenta la pieza U	16
3.18	Deformaciones unitarias que experimenta la pieza I	17
3.19	Ciclos que soporta la pieza U	18
3.20	Ciclos que soporta la pieza I	18
3.21	Daño que experimenta la pieza U	19
3.22	Daño que experimenta la pieza I	19
3.23	Paso 1 para extraer la probeta	20
3.24	Paso 2 para extraer la probeta	20
3.25	Paso 3 para extraer la probeta	21
4.1	Diseño 1	23
4.2	Esquema del cilindro hidráulico.	24
4.3	Representación del movimiento del pistón	24
4.4	Esquema del cilindro seleccionado	25
4.5	Representación esquemática de la bomba	26
4.6	Vista acotada del eje motriz de la bomba	27
4.7	Vistas acotadas de la tapa de la bomba seleccionada	28
4.8	Vistas acotadas de la tapa de la bomba seleccionada	28

4.9	Imagen 3D de la bomba, incluyendo el eje motriz	28
4.10	Vistas de la bomba seleccionada acotadas	29
4.11	Representación esquemática del motor.	29
4.12	Vistas del motor monofásico seleccionado.	30
4.13	Imagen del acoplamiento seleccionado	31
4.14	Vistas de dos secciones del acoplamiento	32
4.15	Representación esquemática de la válvula distribuidora de tres posiciones.	32
4.16	Vistas de la válvula acotadas extraídas del catálogo Roquet	33
4.17	Nomenclatura del grado de limpieza de un aceite según las partículas que contenga y según la norma ISO 4406	34
4.18	Opción 1	35
4.19	Opción 2	35
4.20	Opción 3	36
4.21	Representación esquemática del filtro en la línea de impulsión	36
4.22	Imagen real del filtro 1	36
4.23	Vistas acotadas del filtro en la línea de impulsión	37
4.24	Representación esquemática del filtro en la línea de retorno	38
4.25	Vistas acotadas del filtro en la línea de retorno	38
4.26	Imagen real del filtro 2	39
4.27	Diseño 2	40
4.28	Señalización de los distintos racores en el circuito hidráulico con su correspondiente leyenda	41
4.29	Vistas del divisor de caudal seleccionado con sus correspondientes cotas	41
4.30	Racor tipo 1	42
4.31	Vista acotada del racor tipo 1	42
4.32	Racor tipo 2	43
4.33	Racor tipo 3	43
4.34	Racor tipo 4	43
4.35	Vista acotada del racor tipo 4	43
4.36	Racor tipo 5	44
4.37	Racor tipo 6	44
4.38	Vista acotada del racor tipo 6	44
4.39	imagen del montaje completo de la máquina hidráulica	45
4.40	Pérdida de presión a través de la electroválvula TN-6 en función del caudal	46
4.41	Caída de presión a través del filtro de la línea de impulsión en función del caudal	46
4.42	Caída de presión a través del filtro de la línea de retorno en función del caudal	47
4.43	Caída de presión a través de la válvula bypass del filtro 2 en función del caudal	47
4.44	Representación esquemática de la válvula de seguridad	50
4.45	Vistas acotadas de la válvula limitadora de presión seleccionada, proporcionado por el fabricante <i>Roquet</i>	50
4.46	Imagen real de la válvula limitadora de presión del sistema	51
4.47	Gráfico que muestra los distintos valores de presión para los cuales se acciona la válvula de seguridad, proporcionado por el fabricante <i>Roquet</i>	51
4.48	Representación esquemática del tanque.	51
5.1	Plano célula de carga Siemens WL250	53
5.2	Salidas Siemens WL250	54
5.3	ADS1115	55
5.4	Conexiones del Arduino	56
8.1	Ficha técnica del muelle seleccionado. Modelo G63-203. Catálogo de <i>Todomuelles</i> .	62
8.2	Extracto del catálogo del fabricante Aceros Llobregat	63
8.3	Ficha técnica del cilindro Roquet seleccionado	64
8.4	Coefficiente para carrera máxima según la forma de fijación del cilindro	64
8.5	Carrera máxima del cilindro según la fuerza aplicada	65
8.6	Posibles ejes motrices de la bomba	66
8.7	Posibles tapas de la bomba (I)	67
8.8	Posibles tapas de la bomba (II)	68
8.9	Posibles tomas de la bomba	69

8.10	Tabla con las dimensiones del motor acotadas en la figura 4.12	70
8.11	Datos eléctricos del motor	70
8.12	Datos técnicos del motor	71
8.13	Datos técnicos de la electroválvula TN-6	71
8.14	Ficha técnica del aceite hidráulico empleado	72
8.15	Ficha técnica de las tuberías empleadas	73
8.16	Tabla de las longitudes equivalentes a tramos rectos en tuberías	74
8.17	Ficha técnica del filtro de la línea de impulsión	74
8.18	Ficha técnica del filtro de la línea de retorno	75
8.19	Codificación y datos técnicos del indicador de suciedad del filtro en la línea de impulsión	75
8.20	Ficha técnica de la válvula limitadora de presión del fabricante <i>Roquet</i>	76
8.21	Ficha técnica de la célula de carga Siemens	77
8.22	Curva de calibración de la célula de carga para una alimentación de 5 V y de 12 V	78

Índice de Tablas

4.1	Dimensiones del cilindro de la figura 4.4	25
4.2	Datos más relevantes del motor.	31
4.3	Medidas correspondientes a las cotas de la figura 4.14	32
4.4	Dimensiones del filtro de la figura 4.23	37
4.5	Dimensiones del filtro de la figura 4.25	39
4.6	Dimensiones del divisor de caudal. Cotas correspondientes a la figura 4.29	42
5.1	Relación $F - T_S$ según T_A	54

Índice de Códigos

MATLAB/disen01.m	61
Arduino/ardu.ino	78

Bibliografía

- [1] ASTM E399: Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness K_{Ic} of Metallic Materials
- [2] González Velázquez, J. *Mecánica de fractura*, 2004.
- [3] Wahl, A. M. *Mechanical Springs*. 2ª edición. Nueva York, 1963.
- [4] Martínez López, E. *Cálculo de resortes helicoidales de compresión*. Universidad de Cartagena, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2013.
- [5] ISO 10243: Tools for pressing - Compression springs with rectangular section - Housing dimensions and colour coding
- [6] Todomuelles. *Catálogo de muelles de matricería*. <https://www.steelmefobo.com/catalogo.pdf>
- [7] Aceros Llobregat. *catálogo de aceros inoxidable*s. <https://www.acerosllobregat.com/productos>
- [8] Roquet. *Catálogo de productos: bombas, cilindros, válvulas*. <https://www.pedro-roquet.com/>
- [9] ISO 6743-4:2015: Lubricants, industrial oils and related products (class L) - Classification - Part 4: Family H (Hydraulic systems)
- [10] ISO 11158:2009: Lubricants, industrial oils and related products (class L) - Family H (hydraulic systems) - Specifications for categories HH, HL, HM, HV and HG
- [11] Cepsa. *Catálogo de aceites para circuitos hidráulicos*. <https://www.cepse.es/stfls/comercial/PRODUCTOS/Productos/CEPSA>
- [12] Stauff. *Catálogo de filtros*. <https://www.stauff.com/9/es/STAUFF-Cat%C3%A1logo-9-STAUFF-Filtration-Technology-Spanish.pdf>
- [13] Del Pozo, E. *Banco didáctico electrohidráulico, manual de instrucciones*. 1ª edición. Sevilla.
- [14] WEG. *Catálogo de motores monofásicos*. <https://www.weg.com>
- [15] iso 228
catálogo divispr caudal

